ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe (codice 8202: Classe LM-33)

TESI DI LAUREA

In: Crediti nel settore ING-IND/13

OTTIMIZZAZIONE DEL PROGETTO DELLA MACCHINA DI SOLLEVAMENTO CRIS LIGHT

CANDIDATO

Bonoli Omar

RELATORE

Ing. Marco Troncossi

CORRELATORE
Stefano Pagliarani

Anno Accademico 2013/2014

Sessione II

1) INTRODUZIONE

Gli scopi di questa tesi sono la riprogettazione e l'ottimizzazione dei componenti di un sollevatore innovativo per auto in vista di una sua messa in produzione.

Il voler commercializzare la macchina comporta il conseguimento di due obbiettivi: la diminuzione dei costi di produzione e un utilizzo flessibile.

I due aspetti sono fortemente legati fra loro, occorre infatti tenere presente, nella fase di progettazione, le caratteristiche delle varie vetture, di peso e dimensioni sempre variabili.

La peculiarità di questo sollevatore riguarda il sistema di ancoraggio. Una coppia di ruote del veicolo viene infatti bloccata dalla macchina in esame da sfili estraibili opportunamente progettati e da un sistema di forche.

Figura 1: Aggancio e macchina progettata

Si prevede un sistema di allungamento della macchina basato su cilindri oleodinamici, al fine di potersi adattare alle lunghezze delle varie automobili, con vani posteriori o del motore, di diverse dimensioni (Fig 22).

Questo consente di velocizzare le operazioni e di preservare parti delicate come carrozzeria e paraurti. Grazie poi ad una motoruota elettrica che fornisce trazione, diventa molto semplice movimentare i veicoli sollevati.

Lo studio oggetto della tesi inizia da un prototipo realizzato al calcolatore e ricreato in carpenteria metallica, ritenuto poi non adeguato a causa di numerose problematiche, quali costi eccessivi o componenti fragili con rischio di rottura ad elevati cicli di lavoro.

La macchina è stata quindi riprogettata (Fig 10) tenendo anche in considerazione aspetti legati alla fattibilità e alle tecnologie di produzione. Molte parti della macchina necessitavano infatti di tecnologie diverse dalla semplice carpenteria. Il lavoro necessario alla commercializzazione del sollevatore è quindi stato svolto riprogettando la macchina in funzione di una diminuzione dei costi e in accordo con requisiti di flessibilità di utilizzo.
Si è ottenuto, al termine della progettazione, un dispositivo realizzato al CAD, di un prodotto non ancora esistente sul mercato, dall'utilizzo estremamente flessibile e dai costi quanto più ridotti.

1.1) SOLLEVATORI PRESENTI SUL MERCATO

Il sollevatore qui trattato può essere definito secondo le indicazioni della normativa come: elettroidraulico, mobile, motorizzato. Non risulta presente sul mercato un’altra macchina con caratteristiche simili. Le norme infatti non lo riportano ancora tra gli esempi. In realtà, quindi, non è possibile proporre dei paragoni tra questo tipo di sollevatore e quelli già esistenti. Non si tratta di un sollevatore pensato per l’utilizzo nella riparazione di auto, bensì per movimentarle. Può essere anche usato per sollevare il veicolo quanto basta per poter inserire carrelli o puntelli per sostenerlo. Il tipico sollevatore, come lo si intende normalmente, è una piattaforma sulla quale il veicolo viene innalzato ed è possibile eseguire riparazioni ,dove il carico appoggia sulle ruote oppure nel sotto scocca. Alcuni modelli sono a colonna

Figura 2 Sollevatore a piattaforma

Tramite questi non è possibile movimentare le vetture. Non sono questi però i veri concorrenti della nostra macchina. Nel caso di rimozioni, l'unico mezzo presente oggi sul mercato è il carroattrezzi. Il veicolo è ancorato con cinghie che sono fatte passare all'interno delle ruote. Dopo il sollevamento dell'asse interessato, si può procedere alla rimozione. Risulta però poco pratica la fase di ancoraggio, occorre infatti abbassarsi e legare le cinghie sulle due ruote. In più non è facile manovrare in piccoli spazi con il carroattrezzi tanto che in alcuni casi non si è in grado di raggiungere il veicolo, in altri si rischia invece di danneggiarlo urtando qualche ostacolo. Per quanto riguarda la movimentazione dei veicoli incidentati non c'è nessun prodotto che consenta di spostarli all'interno di un'officina o in genere in uno spazio ristretto, senza difficoltà. In questi casi si può utilizzare la combinazione di due attrezzi. Con un semplice cricco si solleva il veicolo e si applicano, sotto di esso, dei carrelli che ne consentono il trasporto. Questi vanno sicuramente fissati alla vettura con dei morsetti e necessitano di tempo sia per il primo fissaggio che per allentarli quando si decide di abbandonare il carico.

Figura 3 Sollevatore semplice **Figura 4 Carrello con morsetti di fissaggio**

Questa può risultare l'unica soluzione quando la ruote sono danneggiate o non è possibile utilizzare lo sterzo per indirizzare il veicolo. In ogni caso, oltre alla laboriosità dell'operazione, va considerato che poi occorre spostare il tutto a mano, il

che comporta rischi di urto notevoli. La forza dell'operatore non è infatti sufficiente a frenare il veicolo che ha preso velocità sui carrelli. Da tutte queste considerazione nasce l'idea del sollevatore trattato in questa tesi.

2) MODELLO E PROBLEMATICHE

Pensando di creare una macchina che fosse in grado di sollevare e movimentare agilmente le autovetture senza interferire su parti delicate o strutturali, che non richiedesse alcuno sforzo fisico per il suo utilizzo e che potesse lavorare anche con auto incidentate venne realizzato il primo prototipo del CRIS dotato di due forche incernierate su una testa mobile , un pistone idraulico per il sollevamento e una pompa dell'olio mossa da un motore endotermico che provvedeva anche alla trazione. Ben presto il prototipo rivelò i suoi limiti: in primis la testa mobile non bloccabile comprometteva la manovrabilità del CRIS soprattutto quando si dovevano spingere le auto, il motore endotermico era rumoroso e i gas di scarico incompatibili per un uso in ambienti chiusi e la mancanza dell'elettronica di comando rendeva poco controllabili e sicure le fasi di aggancio, sollevamento e movimentazione dell'autovettura. Venne creato un secondo prototipo in carpenteria metallica che aveva già tutte le caratteristiche e funzionalità del modello che è ora in produzione. Innanzitutto la testa mobile venne mantenuta, ma un sistema di bloccaggio della stessa provvedeva a mantenerla solidale con tutto il corpo macchina durante la movimentazione del veicolo. Le operazioni di aggancio tramite le forche, di sollevamento e di abbassamento erano gestite automaticamente da una centralina elettronica. Ultima ma non meno importante fu l'adozione di un sistema di trazione completamente elettrica asservita da batterie. Con tutte queste modifiche il sollevatore si poteva movimentare in maniera del tutto simile a un trans pallet e all'operatore non sono richieste competenze particolari. Automobile e CRIS sono un tutt'uno e la stabilità, nonché, la sicurezza sono enormemente maggiori di quelle assicurate da un cricco su ruote. I limiti di ribaltamenti laterali sono molto alti e coincidono con quelli del veicolo stesso che è ancorato. Si decide di realizzare parte

dei pezzi in ghisa sferoidale. In particolare il porta forche, il braccio orizzontale posteriore, i pattini delle ruote e il telaietto posteriore a cui sono agganciati la motoruota, il pacco batterie e la pompa idraulica. I pezzi invece meno tozzi come le forche, le bielle del quadrilatero articolato, e il telaio anteriore rimasero in acciaio. Il sollevatore CRIS LIGHT nasce direttamente dal CRIS. Lo si è voluto sviluppare per soddisfare la richiesta di alcuni clienti che non necessitano di tutte le caratteristiche di versatilità e potenza del CRIS; e quindi da proporre ad un prezzo minore. Se il modello più costoso è stato sviluppato anche per le rimozioni di auto in divieto di sosta, in cui la testa mobile permette di entrare sotto il veicolo anche non parallelamente all'asse longitudinale; il modello "LIGHT" è pensato espressamente per showroom, concessionarie e autofficine. Si è cercato di mantenere il più alto numero di pezzi in comune con il CRIS in modo da non fare lievitare ulteriormente i costi. Le due macchine pur mantenendo lo stesso principio di funzionamento differiscono per la quasi totalità nell'avantreno ma sono quasi identiche nella parte posteriore. Il modello LIGHT ha un circuito idraulico semplificato a causa dell'assenza di alcuni pistoni idraulici e della testa mobile, dispone di una motoruota e una pompa idraulica meno potenti.

2.1) MODELLO IN CARPENTERIA

Figura 5 Cris modello base

La modalità di ancoraggio è la peculiarità più interessante della macchina perché in questa maniera non si interferisce con la carrozzeria, evitando i danni del classico cricco. Inoltre è sempre possibile ancorare le ruote sterzate. Sull’estremità della testa è montato un supporto snodato che monta le forche, quelle posteriori sono fisse mentre quelle anteriori possono chiudersi contro le prime. Si avanza con le forche aperte, verso il veicolo mandando in battuta le forche fisse sul battistrada. Quando si dà inizio al sollevamento, le forche mobili si chiudono sulle gomme. Grazie al peso proprio del veicolo le ruote rimangono bloccate tra le due battute.

Figura 6 Ancoraggio Cris base

Figura 7 Prototipo Cris Light

Il CRIS LIGHT mantiene tutte le caratteristiche salienti del precursore ad eccezione della testa mobile. Inoltre arretrando tutto il parallelogramma articolato è stato possibile rinunciare ai bracci stabilizzatori senza rischiare il ribaltamento.

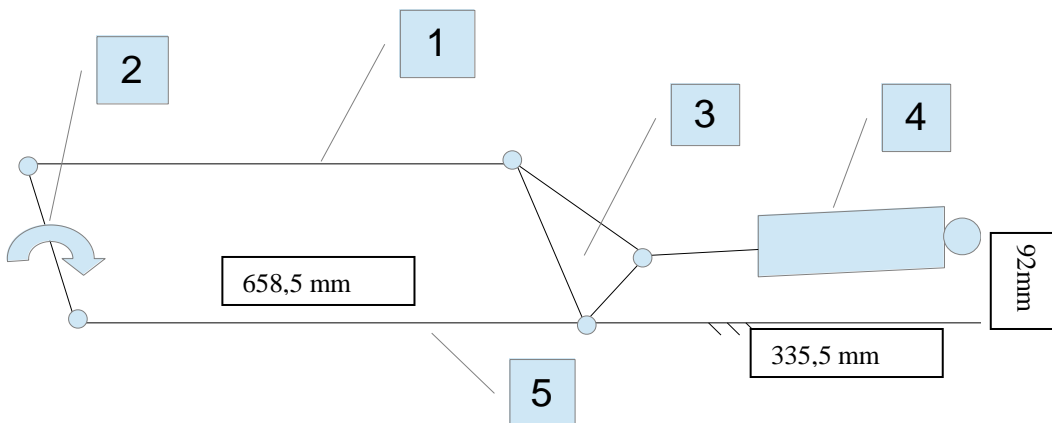



Figura 8: schematizzazione dell'articolazione. 1)Testata o Biella; 2)Manovella cedente; 3)Triangolo o Manovella movente; 4)Martinetto; 5)Telaio

Figura 9:Cris Light a confronto con il Cris, si nota l'assenza dei bracci stabilizzatori

E’ composto da una testa che forma il lato superiore del parallelogramma rigido alla quale sono agganciate le forche mobili in maniera del tutto analoga al CRIS, questa però presenta due tubi con fori di grosso diametro al cui interno sono collocati sfili che una volta estratti vanno in battuta alla ruota del veicolo da sollevare. La macchina è realizzata completamente in carpenteria metallica.

Appunto la stessa creazione del prototipo in carpenteria presenta notevoli problematiche elencate di seguito:

- Lavorazioni e centraggi non precisi dovuti a montaggi di scarsa qualità;
- Rischio di cedimento delle parti ad elevati cicli di lavoro;
- Lavorazione sugli sfili e fissaggio degli stessi problematico;
- Tubazioni oleodinamiche male collocate con rischio di tranciature;
- Costi troppo alti;
- Macchina grezza ed esteticamente poco piacevole;

Si evince quindi l'obbiettivo di riprogettazione funzionale di buona parte dei componenti della macchina con l'obbiettivo di eliminare queste problematiche e di abbattere i costi di produzione.

2.2) NORMATIVA EUROPEA

Un prodotto deve sottostare ad una serie di leggi che ne garantiscono un livello di sicurezza accettabile. I prodotti che non soddisfano tali requisiti non hanno l’approvazione della CE e sono del tutto fuori legge. Se ciò procura una maggiore difficoltà in ambito progettuale, dall’altra garantisce una qualità del prodotto e del lavoro superiori. Fortunatamente la sicurezza sul lavoro non è più ritenuta di secondaria importanza e tutto ora va pensato in questa direzione. Il raggiungimento della sicurezza richiesta va eseguito operando in due direzioni parallele. Da una parte

la consultazione delle norme e la loro applicazione sulla macchina, parallelamente vanno sviluppati i documenti necessari. La linea guida è fornita in primis dalla Direttiva Macchine.

A riguardo della specificità della macchina si utilizzata la norma UNI EN1493 dedicata ai sollevatori per autoveicoli.

La direttiva macchine è una pubblicazione che presenta i requisiti base necessari per la certificazione del prodotto. E' del tutto generale e va applicata, come dice il nome stesso, a qualunque macchina.

Essa informa che è obbligatoria corredare ogni macchina con:

- Fascicolo tecnico
- Manuale uso e manutenzione

Il fascicolo tecnico tratta in generale della storia progettuale della macchina. La Direttiva Macchine richiede che contenga:

- i dati di identificazione del fabbricante
- i dati relativi alla macchina
- una descrizione generale e il campo di utilizzo della macchina

- un'analisi dettagliata dei rischi e i provvedimenti adottati per ridurli
- un disegno complessivo
- i disegni costruttivi
- gli schemi del circuito di comando
- le note di calcolo
- l'elenco dei materiali
- i certificati di componenti utilizzati

A differenza del manuale di uso e manutenzione non è richiesto che debba seguire la macchina. Deve poter essere messo a disposizione di qualsiasi ente che voglia

verificarne la conformità, in breve tempo. Può essere redatto in formato cartaceo, digitale oppure entrambi. Il manuale di uso e manutenzione non è solo una descrizione delle funzioni della macchina come si può essere abituati a pensare. Ad esso oggi è richiesto infatti uno sforzo in più per rappresentare davvero uno strumento efficace in termini di aumento della sicurezza.

Secondo la Direttiva Macchine un manuale di uso e manutenzione oggi deve presentare i seguenti requisiti:

- Deve essere di facile consultazione
- Deve presentare una descrizione chiara del funzionamento delle parti della macchina
- Deve indicare senza incertezze le zone e le operazioni a rischio infortunio
- Deve contenere un’analisi dei rischi
- Deve contenere una parte dedicata alla manutenzione necessaria per mantener la macchina efficiente
- Deve seguire la macchina in ogni suo spostamento, compresi passaggi di proprietà
- Deve essere conservato in luogo facilmente raggiungibile
- Deve essere redatto almeno in una copia cartacea per poter essere di immediata consultazione.

Un aspetto fondamentale è quello dell’analisi dei rischi della macchina CRIS LIGHT ,oggetto dello studio e dell'elaborato, e della descrizione dei comportamenti che provocano pericolo. Dalle norme sono stati rilevati tutti i rischi da considerare. Si tratta in gran parte di rischi di origine meccanica. Riporto quelli che sono stati ritenuti importanti:

- **Pericolo di schiacciamento/cesoiamento**
- **Perdita di stabilità**
- **Pericolo eiezione fluidi ad alta pressione**

In base a questo elenco si sono analizzati tutti i punti, rielaborandoli in funzione della nostra realtà. Si sono indicate la zone della macchina che presentano rischi e descritti i comportamenti che possono provocare situazioni pericolose. Si è cercato di immaginare infatti, tutti gli usi impropri che potrebbero essere commessi. Di seguito sono poi stati inseriti tutti gli accorgimenti presi per limitare queste situazioni, in aggiunta all'elenco di tutti i dispositivi di sicurezza adottati.

Per quanto riguarda lo schiacciamento apposite valvole di blocco sugli attuatori ne impediscono la discesa in avaria. La stabilità è garantita dall'arretramento della risultante del carico rispetto al baricentro macchina e si è pensato di inserire un rubinetto per poter by-passare la valvola bloccata dall'avaria e permettere all'olio di poter fluire fuori dal martinetto di sollevamento e quindi far discendere il carico.

Un terzo aspetto è stato prevedere e ottimizzare gli accorgimenti necessari per adeguarsi alle norme. Ad esempio dell'adozione di un fermo meccanico per evitare la discesa accidentale del carico. Grazie alla scelta di utilizzare specifici tipi di valvole si è contribuito a semplificare l'operazione richiesta dalla norma, cioè di discesa del carico con macchina in avaria. Inizialmente si era pensato di inserire un rubinetto per poter by-passare la valvola bloccata dall'avaria e permettere all'olio di poter fluire fuori dal martinetto di sollevamento e quindi far discendere il carico.

2.3) PRESCRIZIONI PER CALCOLI

Gli elevatori per veicoli, concetto costruttivo ed equipaggiamento, devono essere progettati in modo che in ogni condizione di funzionamento presentino un livello di sicurezza soddisfacente. Questo deve essere dimostrato con il calcolo. E' consentito l'uso del metodo delle tensioni ammissibili.

La tensione conseguente alla più sfavorevole ripartizione del carico deve essere calcolata in ogni parte che sostiene il carico.

Carichi e forze

a)Carichi strutturali: le masse dei componenti dell'elevatore per veicoli generano i carichi strutturali sommati al carico del veicolo sollevato

b)Carico nominale: Valore di carico con il quale il sollevatore può lavorare in condizioni ottimali di efficienza e resistenza

c) Forze dinamiche

Le forze dinamiche provengono dai movimenti di lavoro durante il servizio. Esse devono essere introdotte nei calcoli moltiplicando i carichi strutturali in movimento e il carico utile per il coefficiente dinamico Φ, che deve essere calcolato in relazione alla velocità nominale v in m/s, tramite la formula

$\Phi = 1{,}1 + 0{,}34v$

Un'altra possibilità è quella di assumere $\Phi = 1{,}151$, poiché l'addendo 0,34v raggiunge al massimo il valore 0,051 per lo studio in oggetto.

Alla luce delle richieste della norma facciamo alcune valutazioni.

-Carichi strutturali

Le parti strutturali in movimento hanno delle masse relativamente piccole; ci sembra quindi lecito non considerare questi carichi nei calcoli

-Carichi nominale

Da progetto è stato pensato un carico di 29000 N

-Forze dinamiche

La norma ci obbliga ad introdurre il carico nominale moltiplicato del coefficiente. Assumiamo il valore pieno di tale coefficiente non essendo nota con precisione il valore della velocità.

In tal modo introduciamo nei calcoli come valore del carico da sollevare.

29000 N × 1,151 = **33379 N**

-Carico dovuto al vento agente

La macchina è pensata per poter lavorare anche all'esterno, è quindi necessario verificare l'influenza del vento. E' indicato che il carico suppletivo agisce nella direzione del passo del veicolo e che si considera una pressione massima esercitata dal vento di 125MPa che corrisponde ad una velocità di 14m/s. Il nostro caso prevede veicoli con massa compresa tra 2,5t e 3,5t per i quali è data una forza aggiuntiva di 1KN.

La prima considerazione è questa: 1 KN rappresenta soltanto il 3% del valore introdotto per il calcolo. In secondo luogo risulta davvero laborioso valutare l'effetto di tale forza, visto che essa lavora perpendicolarmente al carico nominale applicato.

Quindi: la presenza di vento ci indicherebbe di considerare un aumento dei carichi introdotti ma dalle norme ci verrebbe comunque concesso di utilizzare un limite di tensione del materiale superiore. Dato che non si terrà conto dell'influenza del vento, ci atteniamo sempre al caso che sembra essere più restrittivo.

2.3.1) MATERIALI SCELTI

Da Bonollo F. , anno 2007, Le ghise: metallurgia, processi produttivi, tipologie.

Solitamente vengono riportati acciai non legati come materiali per la costruzione dei sollevatori. Ciò è in gran parte giustificato in quanto sono i più economici e dato il

campo di utilizzo è possibile sopperire alle modeste proprietà meccaniche operando abbondanti dimensionamenti.

La scelta, da parte dell'ufficio produzione, del tipo di materiale da utilizzare per fabbricare un prodotto viene effettuata in base a criteri puramente economici; nel rispetto però delle necessità funzionali dell'elemento da costruire: caratteristiche meccaniche, fisiche, strutturali. La scelta deve essere oculata fra diverse possibilità.

Per esempio il **costo in peso** dei getti:

costo getti in acciaio = 2 × (costo getti in ghisa)

costo getti in ottone, bronzo, leghe leggere = 4 × (costo getti in ghisa)

Mentre il **costo in volume** dei getti risulta pressappoco invariato rispetto al costo in peso per acciai, ottone, bronzo; invece per le leghe di alluminio (leghe leggere) il costo dei getti in volume è di poco superiore rispetto alla ghisa.

Il costo di fabbricazione è legato ad un altro importante fattore: la lavorabilità, intesa come il tempo necessario per asportare, sotto forma di truciolo, un certo volume di sovrametallo. Per esempio:

la lavorazione delle leghe leggere è la meno costosa;

la lavorazione di bronzo e ottone costa circa il doppio;

la lavorazione della ghisa costa circa il quadruplo;

la lavorazione dell'acciaio costa circa cinque volte di più.

Possiamo concludere che nel nostro caso dove non abbiamo vincoli di peso e dimensionali (se non la massima altezza da terra) e dove le lavorazioni alle macchine utensili sono limitate a qualche foratura la produzione di particolari in fusione di

ghisa è la più indicata. Nello specifico si è scelta la ghisa a grafite sferoidale che è la più performante tra tutte le ghise.

2.3.2) CARATTERISTICHE ACCIAIO E GHISE

Valori nominali delle caratteristiche dei materiali: acciai da costruzione normalizzati.

	Spessore nominale elemento t<40mm		Spessore nominale elemento 40mm<t<100mm	
	fy N/mm2	fu N/mm2	fy N/mm2	fu N/mm2
Fe E235	**235**	**360**	214	340
Fe E275	**275**	**430**	255	410
Fe E355	**355**	**510**	335	490

Fy: valore della tensione di snervamento; Fu: tensione di rottura

Si tratta dei classici Fe 360, Fe 430, Fe 510 che ora sono indicati con il valore della tensione di snervamento.

In base agli spessori sono proposti differenti valori per le tensioni dovute alle modalità di lavorazione. Le prove di trazione son effettuate su provini che essendo trafilati hanno una distribuzione interna delle fibre che segue l’andamento del pezzo. Parti di spessore maggiore sono ottenuti con altre lavorazioni che non permettono

questo, dando al materiale una caratteristica meccanica inferiore. Il sollevatore in questione non presenta parti in acciaio con spessore maggiori di 40 mm, possiamo quindi utilizzare i valori più alti di tabella per tutti i componenti. Le tensioni ammissibili da utilizzare nei calcoli dipendono dalle modalità di carico a cui è sottoposto il sollevatore. Vengono infatti distinte tre fasce, A, B, C. Utilizzata nei calcoli solo la configurazione di carico A in quanto più restrittiva.

Queste tre combinazioni di carico presuppongono differenti carichi da introdurre e diversi valori dei limiti di tensione ammissibile per i materiali.

Vediamo in particolare dalla tabella.

Tensioni ammissibili fascia A:

Combinazione di carichi	S=1,5 Fe E235	S=1,5 Fe E275	S=1,5 Fe E355
Materiale di Base **σa=σo**	**157**	**183**	**237**

Le lettere A, B, C indicano le combinazioni di carico che si evincono dalla norma.

In particolare:

- **A**, funzionamento normale senza vento o forze speciali (previsto utilizzo solo al chiuso)

- **B**, funzionamento normale con forza del vento (previsto utilizzo anche all'aperto)

- **C**, condizioni particolari di funzionamento

L'Fe 510 utilizzato per la maggior parte dei componenti in carpenteria meccanica della macchina ha un modulo di elasticità E=210000Mpa.

Per la creazione di alcuni componenti di fa uso di stampi per la fusione in ghisa: Questo materiale sarà decisivo per l'ottimizzazione dei processi di produzione nonostante non sia molto utilizzato.

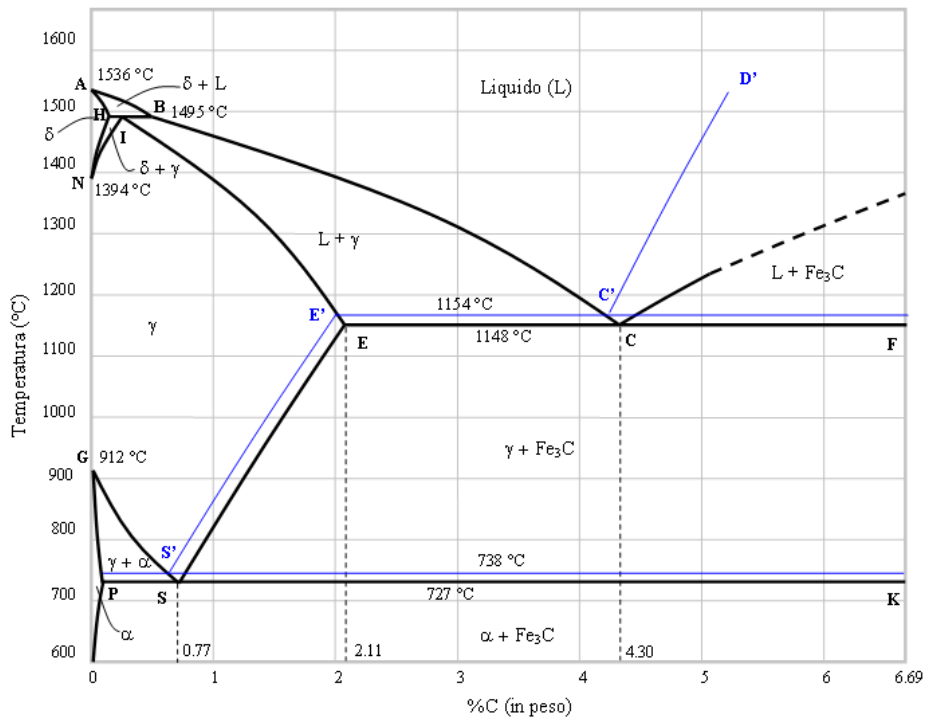



Figura 10

Per lo studio della solidificazione delle ghise si fa riferimento alla parte destra del diagramma Fe-C, la zona con %C > 2%. Nel corso della solidificazione una ghisa base liquida può seguire il diagramma stabile ferro-grafite (curva blu), oppure quello metastabile ferro-cementite (curva nera).

La cementite (FE_3C) è un composto metastabile cioè tende a decomporsi in ferro + grafite. La decomposizione richiede però molto tempo. Se facciamo raffreddare un liquido eutettico, che ha concentrazione in massa di C pari a 4,30%, lentamente dobbiamo seguire la trasformazione stabile. Ciò significa che la cementite ha il tempo di decomporsi in Fe + grafite. Raffreddando fino a 1154°C inizieranno a nucleare i

primi grani di austenite (Feγ) e grafite (C): la concentrazione massima di carbonio che l'austenite riesce a tenere in soluzione varia con la temperatura e viene letta sulla curva E'-S', a 1154°C è pari al 2%. Asportando altra energia termica altro liquido si solidificherà in austenite e grafite.

Quando tutta la massa è solidificata la temperatura inizia a calare e la solubilità del carbonio diminuisce; si ha quindi una migrazione di atomi di carbonio dal reticolo cristallino del ferroγ che unendosi tra di loro formano altra grafite. A 738°C abbiamo austenite con concentrazione di carbonio pari a 0.68% e grafite. Continuando a raffreddare l'austenite si trasforma in ferrite (Feα) con concentrazione in massa di C pari allo 0,02%. Alla fine della solidificazione otteniamo ferrite + grafite.

Questa lega viene comunemente chiamata ghisa grigia o grafitica. Con un raffreddamento più veloce la cementite non ha il tempo di decomporsi; nel diagramma seguiamo la trasformazione nera.

Facciamo solidificare un liquido eutettico. Giunti a 1148°C inizieranno a nucleare del ferro γ (austenite) con concentrazione di C al 2.11% e la cementite. Continuando a raffreddare, l'austenite inizierà a rilasciare il carbonio che combinandosi con il Fe formerà altra cementite. A 727°C abbiamo ferroα più altra cementite. Giunti a temperatura ambiente otteniamo perlite (ferrite + cementite) + cementite.

Questa ghisa viene detta ghisa bianca.

La Ghisa sferoidale è stata scoperta durante l'ultima guerra mondiale.

Questa scoperta consisteva nel trasformare le lamelle di grafite presenti nella ghisa in sferoidi. Essa provava che,a parità di composizione, le proprietà meccaniche e fisiche della ghisa erano diverse,secondo la forma lamellare o sferoidale assunta presente dalla grafite. La ghisa si distingue dall'acciaio perchè in essa è sempre presente del carbonio in eccesso, oltre la quantità solubile nella struttura cristallina

della matrice metallica. Solitamente questa grafite assume la forma di lamelle durante la solidificazione dando origine alla ghisa lamellare (grigia). In presenza di elementi come il magnesio e utilizzando dei trattamenti metallurgici appropriati,la grafite assume, durante la solidificazione,la forma di sferoidi dando origine alla ghisa a grafite sferoidale,o ghisa GS.

Riassume quindi i vantaggi tipici della ghisa come:

- Attitudine alla formatura
- Alta lavorabilità
- Elevata resistenza all'usura
- Assorbimento delle vibrazioni

Porta in più le caratteristiche fisiche degli acciai come:

- Resistenza alla trazione e agli urti
- Buon allungamento
- Alto limite elastico

Queste proprietà sono importantissime in una struttura meccanica in quanto eventuali concentrazioni di tensione causate da fattori geometrici o interni, possono essere ridistribuite. Il vantaggio principale è che le rotture eventuali sono anticipate da deformazioni che le evidenziano. Dalle tabelle riportate sulla normativa, si ricavano i valori di tensione di rottura e quella di snervamento di alcuni tipi di ghisa sferoidale. Sulla base delle indicazioni fornite sull'acciaio assumeremo lo stesso coefficiente di riduzione della tensione ammissibile anche per la ghisa.

TIPO	**TENSIONE DI ROTTURA**	**TENSIONE DI SNERVAMENTO**
GGG-40 (GS400)	400 N/mm²	250 N/mm²
GGG-50 (GS500)	500 N/mm²	320 N/mm²

In conformità con ciò che viene prescritto per gli acciai assumeremo come limite di tensione ammissibile i seguenti valori indicati in tabella.

Combinazione di carichi	**A** **S=1,5** GS400 GS500 GS600	**B** **S=1,33** GS400 GS500 GS600	**C** **S=1,25** GS400 GS500 GS600
Materiale di Base **σa=σo**	**267 333 400**	300 375 451	320 400 480

3) CONFRONTO FRA I DUE MODELLI

Per poter disegnare un modello statico del parallelogramma articolato sono necessarie prima di tutto le dimensioni caratteristiche. I prototipi, come già detto sono integralmente costruiti in carpenteria metallica. Questa soluzione ha permesso di rendere più agevole la costruzione, in quanto i vari membri sono stati prima lavorati e poi saldati tra di loro. Si è partiti dalla "testa".

3.1) PRINCIPALI MODIFICHE RIPROGETTATE

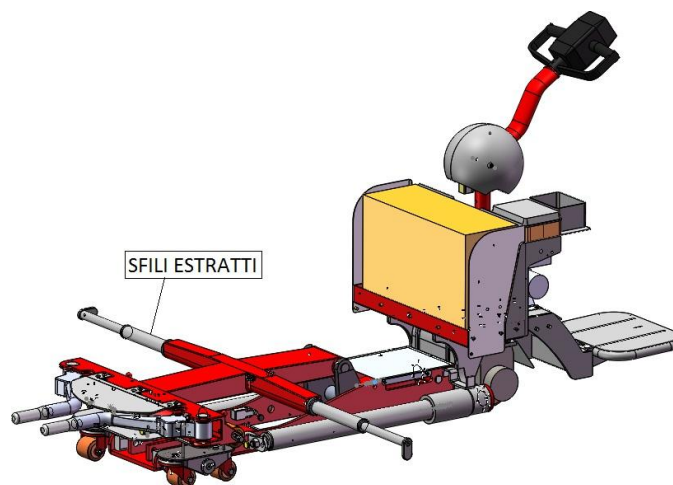



Figura 10: Complessivo della macchina riprogettata

La testata del prototipo è costituita da quattro parti: un supporto anteriore a cui sono agganciate le forche mobili, una trave centrale con sezione a U a cui è collegata la manovella del quadrilatero, un tubo al cui interno sono alloggiati gli sfili e un elemento di rinforzo posteriore. Siccome i prototipi hanno dato ottimi risultati per quanto riguarda l'aggancio delle ruote si è deciso di mantenere inalterate alcune dimensioni caratteristiche.

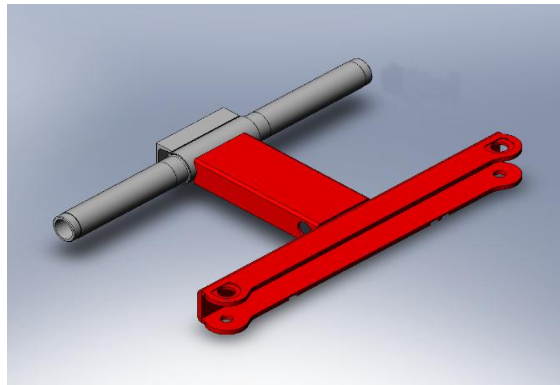



Figura 11: Testata del prototipo

Ci si è accorti subito che un pezzo unico in ghisa non avrebbe consentito la foratura nella trave centrale, in quanto la distanza tra il centro del foro e il supporto anteriore è troppo piccola, e la lavorazione che individua la superficie di accoppiamento tra testa e triangolo posteriore. Si è ottenuto un pezzo simile ma con significative differenze.

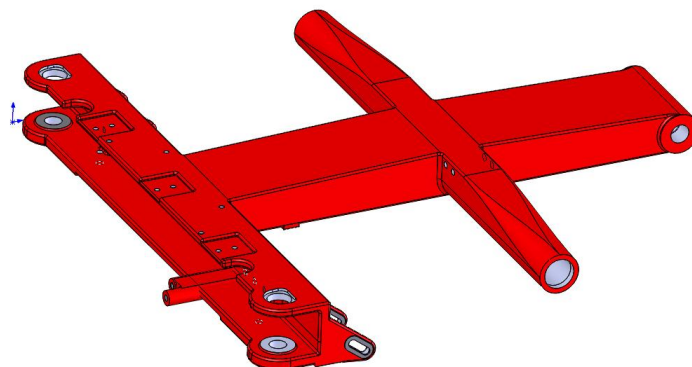



Figura 12: Testata Riprogettata

La variazione della geometria della testa ha comportato la totale modifica dei membri del quadrilatero e di parte del telaio anteriore.

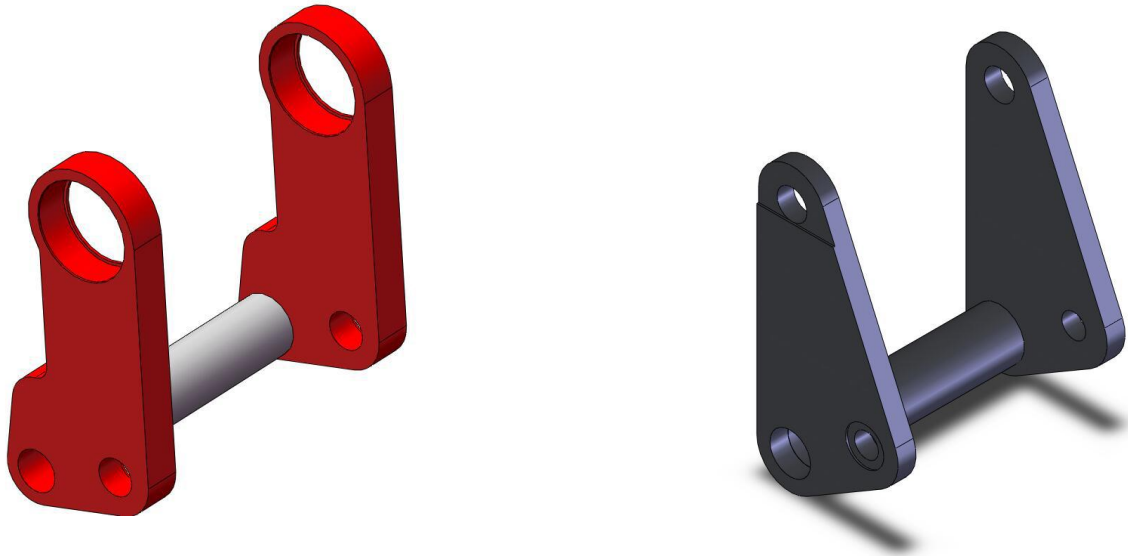



Figura 13: **a sinistra il triangolo del prototipo, a destra il triangolo riprogettato**

La manovella è stata ricreata con maggiori criteri di robustezza e come unico pezzo.

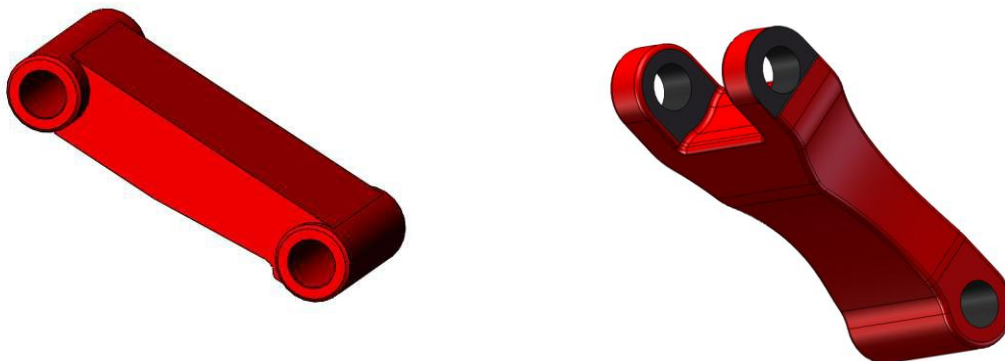



Figura 14: biella prototipo a confronto con la manovella riprogettata in ghisa

Il telaio è stato completato con tutte le lavorazioni necessarie ad ottimizzare la collocazione delle parti, è stato anche abbassato ed irrobustito per avere maggiore flessibilità d'uso.

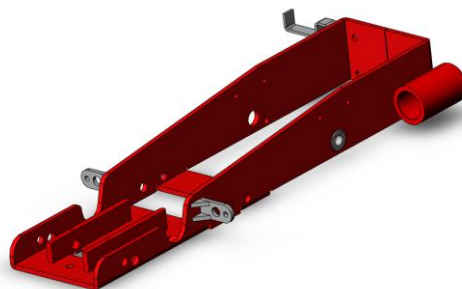



Figura 15: Telaio anteriore del prototipo

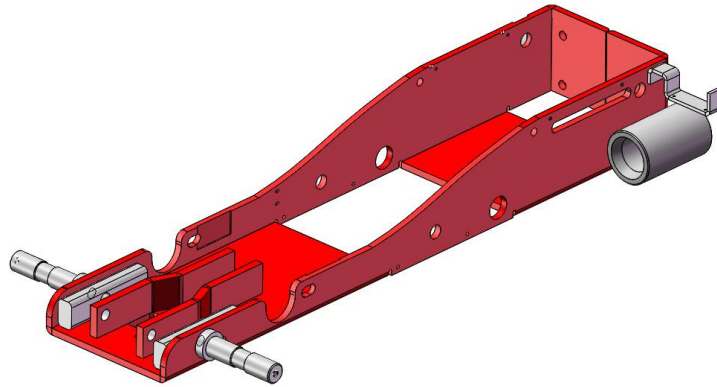



Figura 16: Telaio Anteriore riprogettato

Al fine di ridurre i costi al termine della progettazione, sono stati completamente rinnovati i bracci di afferraggio della testata anteriore. Prima erano costruiti unendo assieme più pezzi di piccole dimensione tramite saldatura, e tutti derivanti da carpenteria. Si è pensato di renderlo un unico componente in ghisa, dalla geometria più gradevole, dal costo più basso e dalla maggiore robustezza

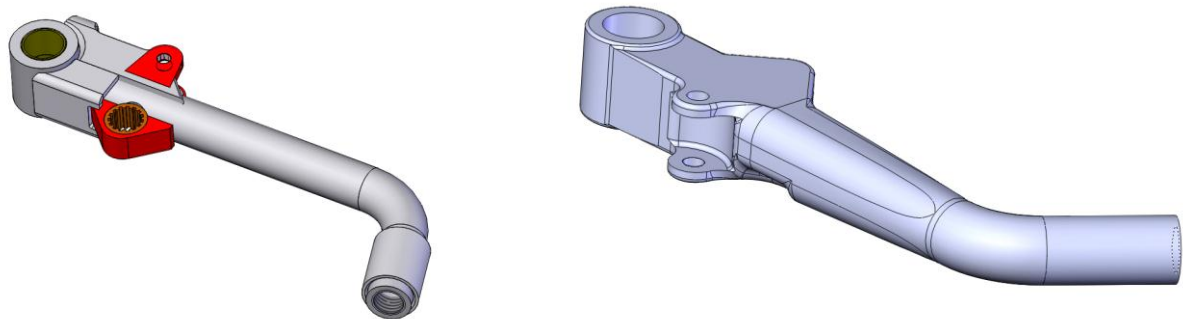



Figura 17: Bracci di afferraggio prima e dopo la riprogettazione

Ricavate le nuove dimensioni caratteristiche dei componenti riprogettati sul Cris Light si è effettuato lo studio statico della macchina. Lo scopo riguarda la valutazione delle forze che si scaricano sulle singole parti della macchina. Trattandosi di un parallelogramma articolato forze non sono costanti ma variano durante tutto lo spostamento.

Nella trattazione seguente si riportano i risultati di tale studio.

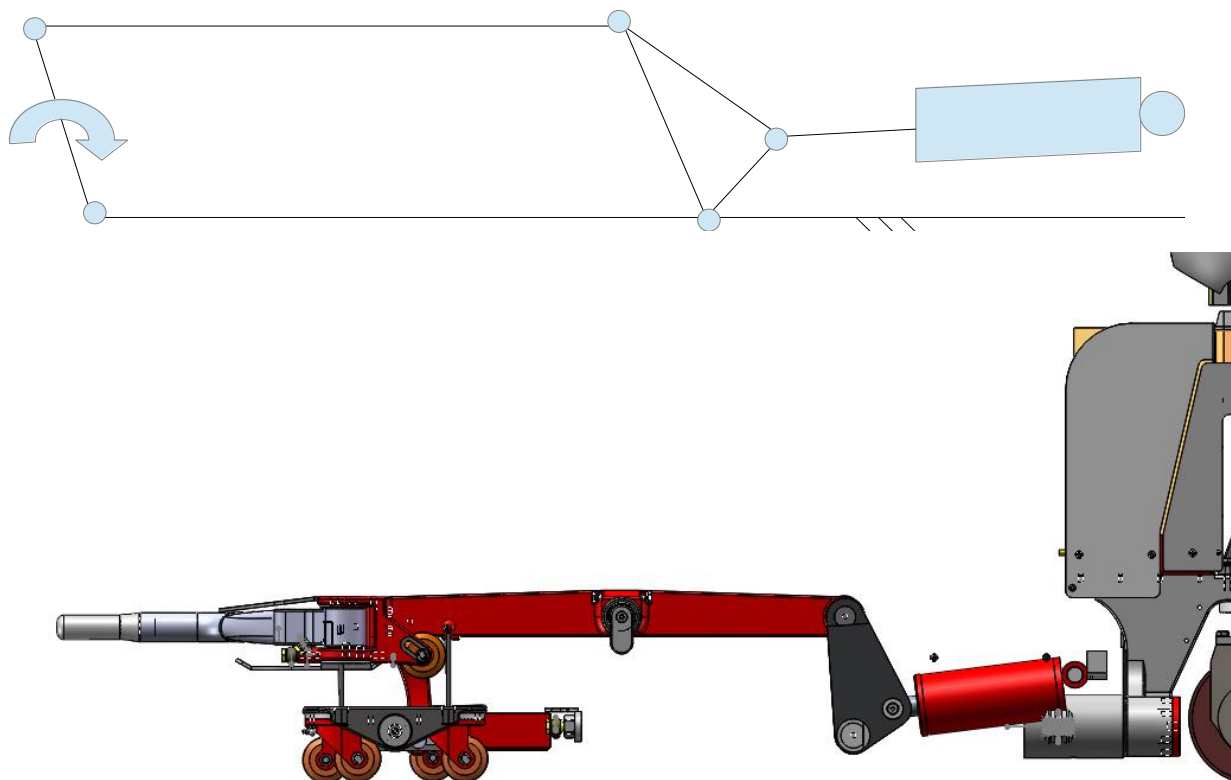



Figura 18: Schematizzazione del quadrilatero articolato senza telaio

Per aumentare la sicurezza della macchina si è anche pensato di migliorare e rendere più coprenti ed efficaci i carter di protezione delle tubazioni come semplicissime parti di lamiera piegata.

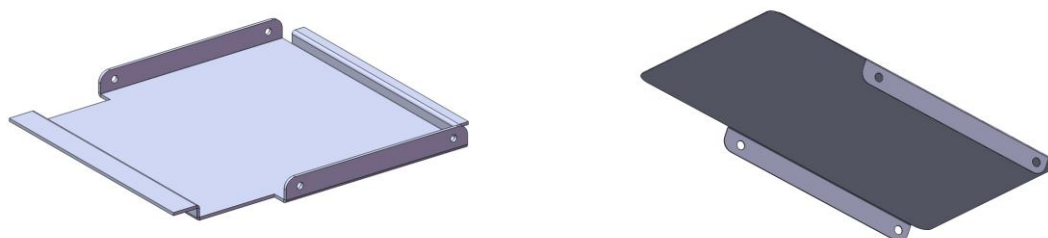



Figura 19: Carter di protezione inferiore o superiore

3.1.1) ANCORAGGIO E SOLLEVAMENTO AUTOVEICOLO

Le modalità di accostamento, aggancio e sollevamento sono simili con l'unica differenza che bisogna obbligatoriamente entrare sotto il veicolo parallelamente all'asse longitudinale dell'auto.

Anche in questo caso è permesso ancorare e sollevare auto con ruote sterzate. Per garantire la sicurezza i comandi nel timone devono essere mantenuti.

Figura 20: Ancoraggio ruote

Figura 21: Necessità di buon allineamento

3.1.2) OPERAZIONI PARTICOLARI

Ai fini di una praticità maggiore sono previste:

- Estensione del sollevatore. Capita spesso che lo sbalzo anteriore del veicolo sia tale che il paraurti vada a sbattere contro il coperchio delle batterie. In questo modo variando la lunghezza assiale della macchina si evita il contatto.

Figura 22: Sollevatore retratto/esteso

- Se si vuole sollevare un veicolo con le ruote notevolmente danneggiato, la chiusura delle forche sarebbe inutile. In questo caso la sequenza di sollevamento può essere modificata escludendo la chiusura delle forche. Con tale operazione il veicolo non è ancorato e non è permessa la movimentazione.
- Se si devono superare dossi è conveniente, data la ridottissima altezza da terra della testa mobile, poter sollevare il quadrilatero.

3.1.3) CARATTERISTICHE TECNICHE

Il modello "LIGHT" è dotato di motoruota e pompa idraulica meno potenti (i prototipi hanno dimostrato che è possibile sollevare agevolmente SUV di massa fino a 25 quintali); inoltre la batteria, che è la stessa del CRIS, garantisce un'autonomia maggiore.Fatte queste premesse elenchiamo le specifiche tecniche che devono essere rispettate affinché il cliente possa lavorare con la quasi totalità delle autovetture presenti in circolazione.

CARICO MAX SOLLEVABILE	1400 Kg
CARREGGIATA MAX TRATTABILE	1600mm
CARREGGIATA MIN TRATTABILE	1080mm
ALTEZZA MAX TESTA	130mm

4) CALCOLI

Di seguito si riportano i dimensionamenti e i calcoli strutturali svolti sulle principali parti della macchina.

4.1) SIMULATORI FEM USATI

In questa tesi si è fatto uso di ANSIS e di Cosmos Works che appartiene alla famiglia Cosmos di Solid Works. Non è il software più adatto per quanto riguarda l'analisi agli elementi finiti, comunque nel nostro caso dove le geometrie non sono particolarmente complicate assicura una discreta veridicità dei risultati.

4.2) ANALISI STATICA

Trattazione ricavata da:Niemann - Winter, Manuale degli organi delle macchine.

Ricavate le nuove dimensioni caratteristiche si è effettuato lo studio cinematico della macchina. Lo scopo riguarda la valutazione degli sforzi sulle singole parti della macchina. Trattandosi di un quadrilatero deformabile le forze non sono costanti ma variano durante tutto lo spostamento.

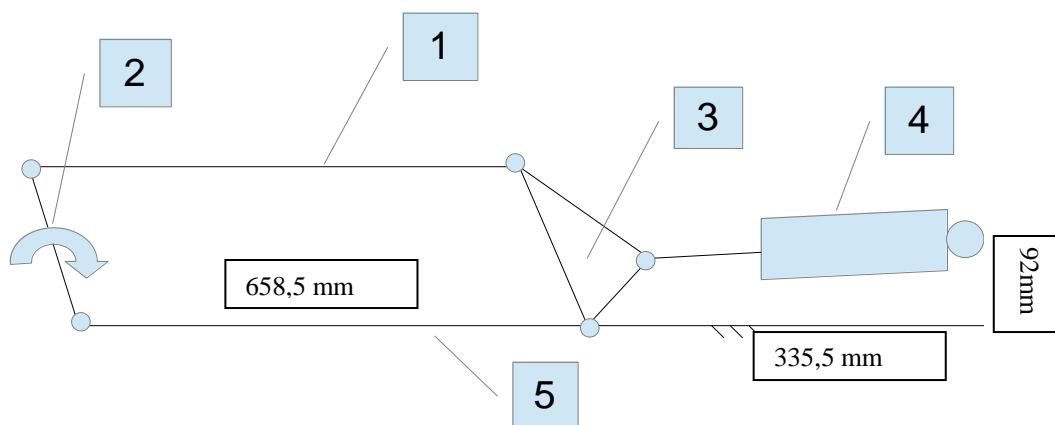



Figura 13: schematizzazione dell'articolazione. 1)Biella; 2)Manovella cedente; 3)Manovella movente; 4)Martinetto; 5)Telaio

Tracciato il modello con tutte le dimensioni caratteristiche si è eseguito l'equilibrio alla roto-traslazione dei membri.

Analizzando la testata (biella) è necessario verificare con precisione il punto di applicazione del carico. Pensiamo sia lecito assumere tale punto come quello su cui cade il baricentro dei pattini di appoggio a terra (Fig 7). A tale proposito va detto che ruote di diverso diametro fanno spostare tale punto. In particolare, dato che il riscontro davanti alle ruote è fisso, gomme di grande diametro sposteranno il punto di applicazione del carico più avanti, sfavorendo il meccanismo.

Si è visto che nel caso di ruote di grande diametro il baricentro cada a 47,5 mm dalla

cerniera anteriore di manovella e a 611 mm dalla cerniera posteriore di collegamento al triangolo.

Un ragionamento pratico ci dice che a ruote di grande diametro corrispondono auto di peso maggiore. La condizione di carico massimo applicato in quel punto pare quindi la più sfavorevole e nello stesso tempo è quella introdotta nei calcoli.La biella è stata schematizzata con un segmento di lunghezza 180 mm. Gli sforzi sono diretti lungo l'asse che collega le coppie rotoidali.Il triangolo posteriore prelevato dal modello tridimensionale viene schematizzato per essere inserito nello schizzo.

.

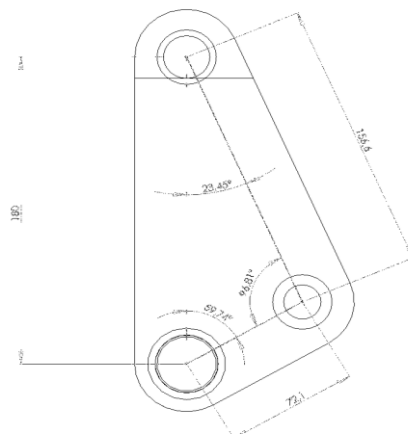



Figura 24: Quotatura triangolo

Il telaio viene schematizzato con le quote relative tra le boccole sulle quali lavorano la manovella anteriore , il triangolo posteriore e il martinetto.

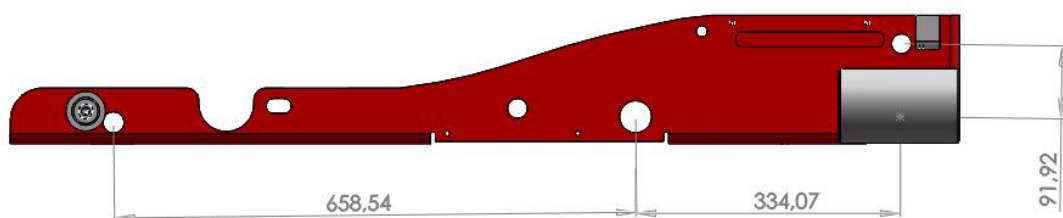



Figura 25: quote di utilizzo

CALCOLO DEGLI SFORZI

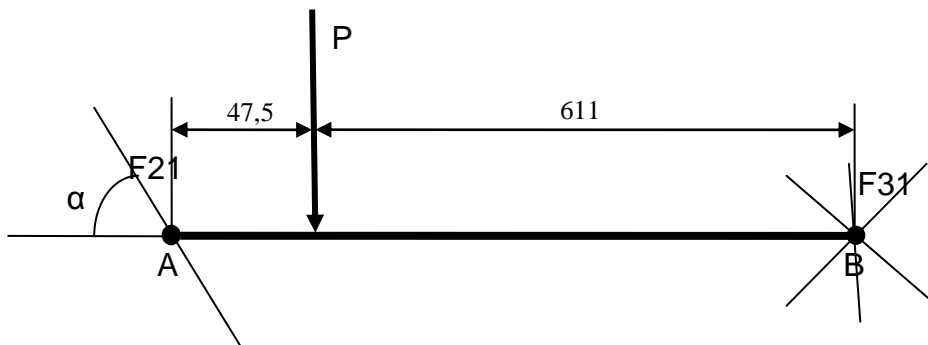



Figura 26: Schematizzazione testa

La direzione e il verso di F12 sono note in quanto si tratta di uno sforzo creato dalla manovella, è inclinata dell'angolo α rispetto l'orizzontale. Viceversa di F31 conosciamo solo il punto di applicazione.

α = parametro indipendente usato nei calcoli a seguire

Scriviamo l'equazione dell'equilibrio alla rotazione in B:

$$P * 611 = F_{21} * \sin\alpha * 658{,}5$$

Da cui è possibili ricavare F21:

$$F_{21} = \frac{611}{658{,}5} * \frac{P}{\sin\alpha}$$

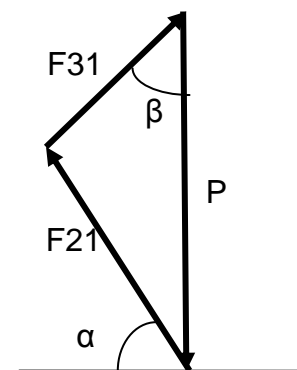



Figura 27: Triangolo forze testa

Scriviamo ora l'equazione dell'equilibrio alla rotazione in A e alla traslazione lungo l'asse orizzontale:

$$P * 47{,}5 = F_{31} * \cos\beta * 658{,}5$$

$$F_{21} * \cos\alpha = F_{31} * \sin\beta$$

Dividendo la seconda con la prima

$$tg\beta = \frac{F_{21} * \cos\alpha * 658{,}5}{P * 47{,}5}$$

. $$\cos\beta = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \ \beta}}$$

$$F_{31} = P * \frac{47{,}5}{658{,}5} * \sqrt{1 + tg^2 \beta}$$

L'equilibrio della manovella è banale e si ha che la reazione del telaio (membro5) è uguale in modulo e in direzione ma contraria in verso alla F12

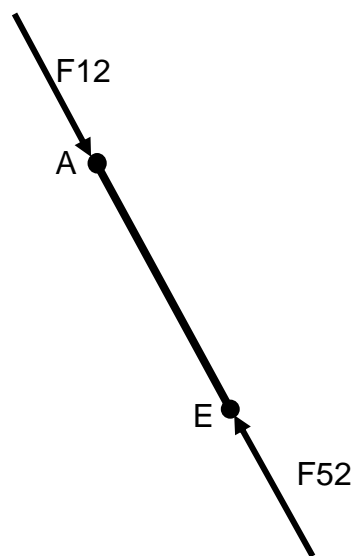
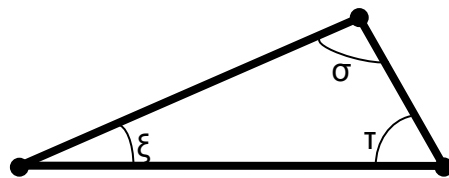
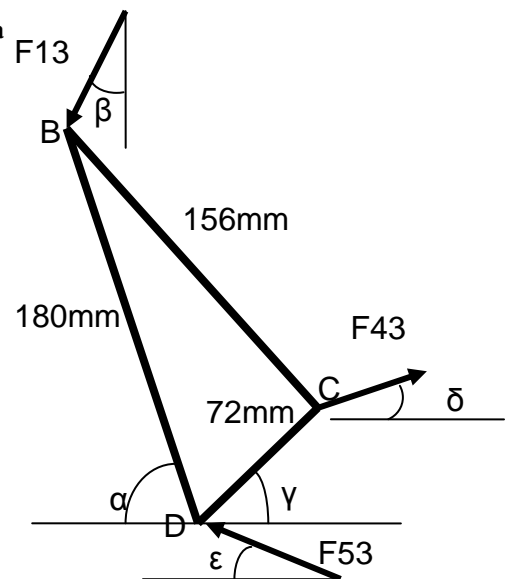



Figura 28: Equilibrio manovella

. **Figura 29: schematizzazione triangolo**

Dove $\begin{cases} \tau = 59{,}74° \\ \sigma = 96{,}81° \\ \xi \ = 23{,}45° \end{cases}$

$\gamma = 180 - \alpha - \tau = 180 - \alpha - 59{,}74$

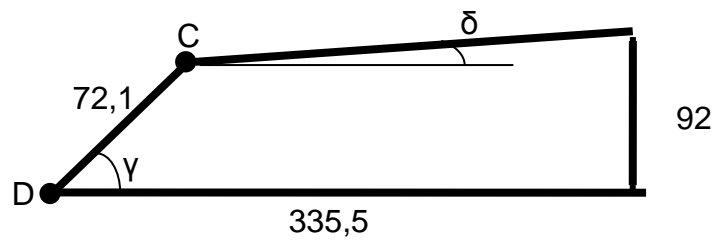



Figura 30: Schematizzazione martinetto

$$\delta = \arctan\left(\frac{92 - 72\sin\gamma}{335{,}5 - 72\cos\gamma}\right)$$

A questo punto è possibile ricavare le ultime due forze incognite: F43 e F53.

Scriviamo l'equazione di equilibrio alla rotazione attorno D

$$F13 \times cos\beta \times 180 \times cos\alpha + F13 \times sen\beta \times 180 \times sen\alpha = F43 \times cos\delta \times 72{,}1 \times sen\gamma + F43 \times sen\delta \times 72{,}1 \times cos\gamma$$

Nella formula precedente 180mm identifica il segmento DB

Allora si ottiene $F43 = \dfrac{F13 \times cos\beta \times 180 \times cos\alpha + F13 \times sen\beta \times 180 \times sen\alpha}{72{,}1 \times (cos\delta \times sen\gamma + sen\delta \times cos\gamma)}$

Scriviamo l'equazione di equilibrio alla rotazione attorno a C e gli equilibri alla traslazione verticale ed orizzontale:

$$F_{53}\sin\varepsilon = F_{13}\cos\beta - F_{43}\sin\delta$$
$$F_{53}\cos\varepsilon = F_{43}\cos\delta - F_{13}\sin\delta$$

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{F_{13}\cos\beta - F_{43}\sin\delta}{F_{43}\cos\delta - F_{13}\sin\delta}\right)$$

Ora noto anche l'angolo ε dalla prima si ricava F53.

Infine la reazione che martinetto e telaio si scambiano è uguale a F43.

Utilizzando come grado di libertà l'angolo α sono stati calcolati i valori delle reazioni che si scaricano reciprocamente i membri.

P	α	F12	β	F31	γ	δ	F43	ε	F53
16114	0,1	149765,9	1,562996326	149022,2	1,997341	0,072029	44279,10536	3,160896	104872,9
	0,11	136198,5	1,562210324	135380,3	1,9889337	0,078163	44000,29599	3,091388	88634,48
	0,12	124896,5	1,561422594	124003,8	1,9789337	0,077536	43806,20151	3,084939	77583,96
	0,13	115337,2	1,560632974	114369,9	1,9689337	0,070348	43709,1838	3,081821	68364,01
	0,15	100052,4	1,559047403	98935,71	1,9489337	0,075749	43226,75595	3,062341	53474,38
	0,17	88375,88	1,557472507	87241,94	1,9289337	0,074639	42903,02294	3,043783	42343,01
	0,18	83514,91	1,556650703	82173,84	1,9189337	0,074108	42651,2147	3,03301	37648,28
	0,2	75258,92	1,555038668	73767,91	1,8989337	0,066254	42346,02363	3,016372	29909,36
	0,3	50594,3	1,546752726	48348,56	1,7989337	0,06908	40379,82333	2,685521	7673,449
	0,35	43603,77	1,542426112	40976,68	1,7489337	0,067748	39443,9608	1,966176	2421,923
	0,4	38394,8	1,537939616	35383,05	1,6989337	0,066889	38511,86522	0,884317	6072,495
	0,5	31186,57	1,52835151	27393,46	1,5989337	0,066856	36652,5887	0,37395	10034,77
	0,6	26479,83	1,517660633	21885,64	1,4989337	0,068512	34786,8151	0,269085	12981,41
	0,7	23208,98	1,50540899	18008	1,3989337	0,072563	33302,43005	0,231336	14835,23
	0,8	20842,7	1,49092108	14567,7	1,2989337	0,078907	30961,72897	0,21697	15423,86
	0,9	19087,35	1,47314147	11921,69	1,1989337	0,087609	28944,22732	0,214405	15502,51
	1	17768,45	1,450307729	9670,447	1,0989337	0,091152	26664,73319	0,208645	15044,3
	1,1	16776,83	1,419224647	7698,167	0,9989337	0,11218	24425,59055	0,229735	13970,03
	1,2	16017,53	1,373144673	5919,324	0,8989337	0,127975	21671,77623	0,245316	12392,65
	1,3	15517,11	1,297757473	4310,487	0,7989337	0,145964	18375,20829	0,26684	10283,81
	1,4	15172,4	1,14733081	2828,665	0,6989337	0,165956	13960,68378	0,30058	7517,804
	1,5	14989,19	0,739508599	1573,31	0,5989337	0,187693	7385,051924	0,38915	3969,515
	1,570796	14951,64	7,87964E-16	1162,361	0,5281373	0,20396	8,97317E-12	1,570796	1162,361

Figura 31: Tabella degli sforzi sui componenti

Le posizioni analizzate partono da 5,7° e arrivano con passi via via crescenti a 90°. Come è possibile notare dalla tabella i valori decrescono all'aumentare di α. Per α→0

le forze tendono a +∞; la manovella non sarà però mai inclinata di un angolo inferiore a circa 10° che corrispondono a 0,1745 rad.

I valori relativi a 0,17rad saranno i carichi utilizzati per la verifica dei componenti.

4.3) IMPIANTO OLEODINAMICO

Per quanto riguarda la componentistica oleodinamica si fa riferimento a:
Contarini Leopoldo Srl, anno 2007, Catalogo Contarini.
L'assenza della testa mobile con il rispettivo dispositivo di bloccaggio e dei braccetti stabilizzatori, hanno reso molto più semplice il circuito idraulico del CRIS Light.

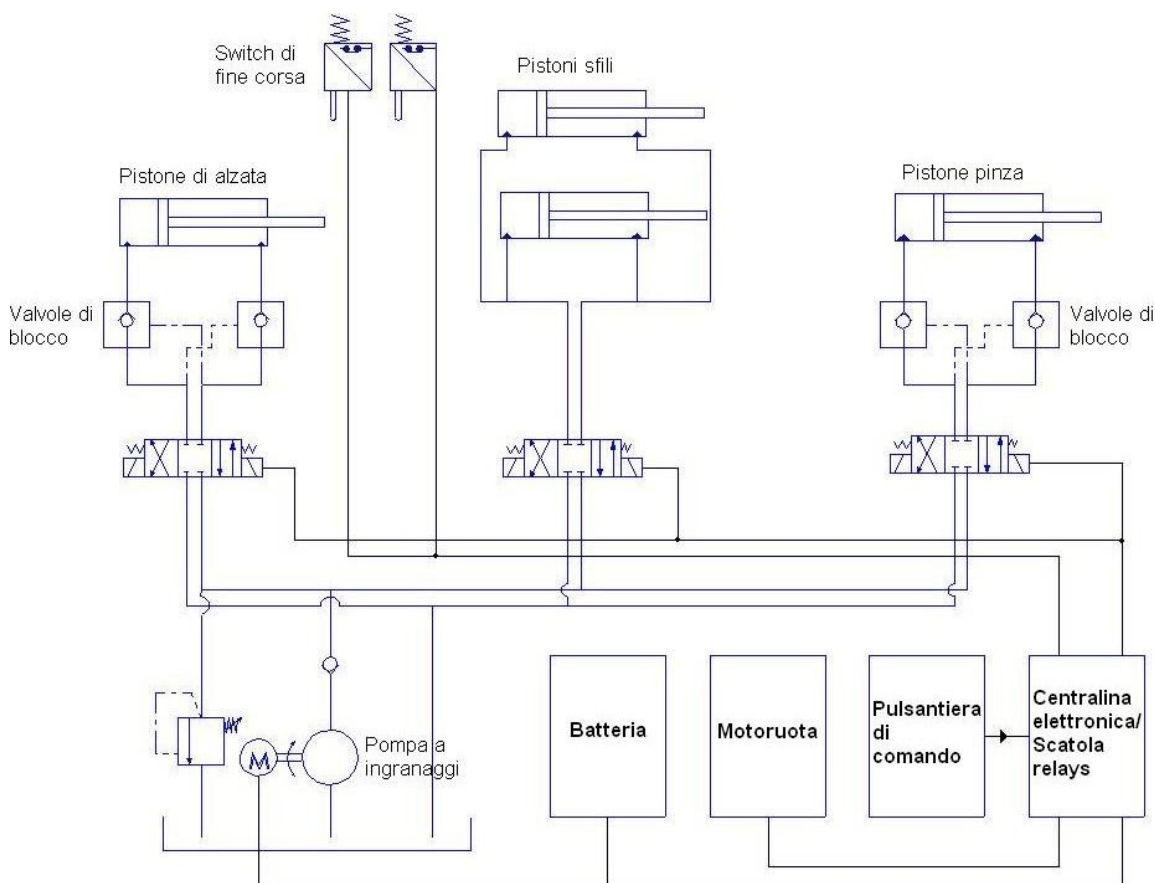



Figura 32: schema del circuito idraulico

INTERRUTTORI FINE CORSA

Di facile uso, i finecorsa elettromeccanici offrono vantaggi particolari:

- Visibilità nel funzionamento.
- In grado di commutare correnti elevate (corrente termica convenzionale 10 A).
- Contatti elettricamente separati.
- Punti di intervento precisi.
- Immunità da disturbi elettromagnetici.

Sono dispositivi in grado di rilevare:

- Presenza / assenza.
- Limiti di corse (posizione)
- Passaggio e conteggio di oggetti

4.4) VERIFICA CILINDRI

Il sollevatore presenta una serie di martinetti idraulici. Tutte le operazioni che svolge sono infatti permesse da questi.

La norma sui sollevatori non è esaustiva per quanto riguarda questo campo, si è perciò ricorsi alla UNI EN 1494 che si intitola "Martinetti spostabili o mobili ed apparecchi di sollevamento associati".

In questo senso si cercano i criteri di dimensionamento. La norma dice che i martinetti che possono essere esposti alla pressione massima limitata dalla valvola limitatrice devono resistere ad almeno due volte tale pressione.

4.4.1) CILINDRO DI SOLLEVAMENTO

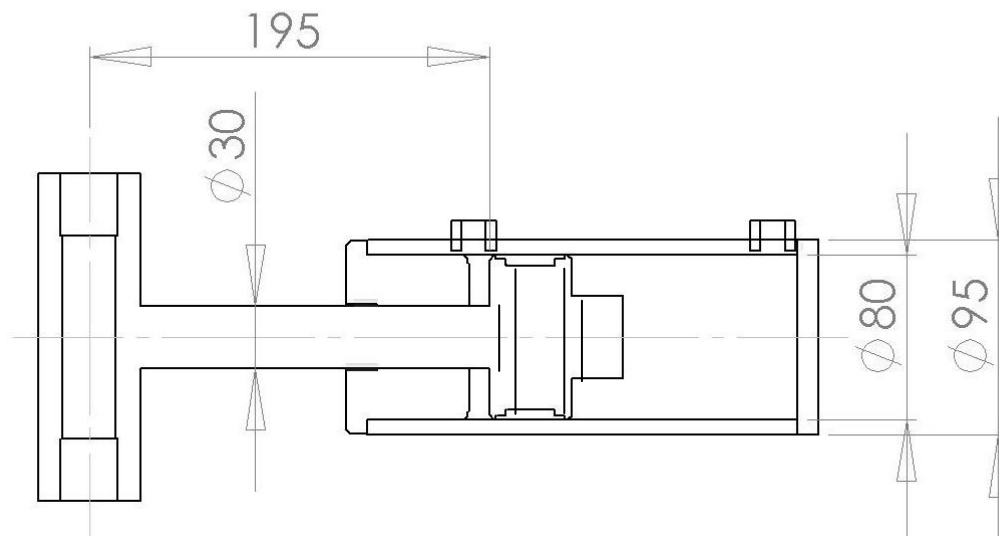



Figura 33

VERIFICA A PRESSIONE

Questo è il martinetto più sollecitato. Dall'analisi cinematica risulta che nel momento di massimo sforzo, sono richiesti poco meno di 45000N.

Tutte le dimensioni dei componenti: camicia, stelo, guida, fondello e pistone sono state prese dal catalogo del fornitore. La camicia e il fondello sono in Fe E355, lo stelo in C45 allo stato normalizzato (f_y = 335MPa), la guida in ghisa grigia G25 e il pistone in 9SMn28.

Il martinetto in sollevamento lavora in tiro e l'area da considerare è la corona circolare con Di = 80 mm e Ds = 30 mm.

$$Area = \frac{\pi}{4}(Di^2 - Ds^2) = \frac{\pi}{4}(80^2 - 30^2) = 4319{,}6\text{mm}^2$$

Nell'istante iniziale la forza che deve esercitare il martinetto vale poco meno di 45000N

$$p_{\min} = \frac{F34}{Area} = \frac{45000}{4319{,}6} = 104{,}8bar$$

Ipotizzando che la valvola di pressione sia tarata a 130bar il martinetto riesce a sollevare senza problemi il carico.

Ora rimane da verificare la tensione massima in accordo con la teoria e le norme.

Il rapporto tra lo spessore della camicia e il raggio medio vale $^{7,5}/_{42,75} = 0,1754 > \frac{1}{20}$ quindi la teoria membrale non può essere applicata. Siano r_e e r_i rispettivamente il raggio esterno ed interno.

Al raggio interno si ha:

$$\sigma_{ri} = -p = -13\text{MPa}$$

$$\sigma_{ti} = \frac{p(ri^2 + re^2)}{re^2 - ri^2} = \frac{13(40^2 + 47{,}5^2)}{47{,}5^2 - 40^2} = 76{,}4\text{MPa}$$

Al raggio esterno si ha:

$$\sigma_{re} = 0$$

$$\sigma_{te} = \frac{2ri^2 p}{re^2 - ri^2} = \frac{2 \cdot 40^2 \cdot 13}{47{,}5^2 - 40^2} = 63{,}4\text{MPa}$$

La tensione tangenziale τmax è in corrispondenza del raggio interno e vale:

$$\tau_{MAX} = \frac{p\ ri^2\ re^2}{(re^2 - ri^2) ri^2} = \frac{13 \cdot 40^2 \cdot 47{,}5^2}{(47{,}5^2 - 40^2)\ 40^2} = 44{,}7\text{MPa}$$

Da riscontri sperimentali è apparso che il criterio di resistenza della massima τ è quello che meglio si adatta a descrivere il comportamento dei cilindri di grosso spessore, questo valore della τ_{MAX} deve essere utilizzato per la verifica di resistenza.
La norma impone per Fe E355 τ_{amm}=137; il cilindro è pertanto verificato.

VERIFICA INSTABILITA' ELASTICA

La verifica a stabilità elastica è eseguita seconda la legge di Eulero, in accordo con quanto prescritto dalle norme.

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro stelo Ds = 30mm

lunghezza stelo L = 195mm

momento d'inerzia della sezione I = 39760 mm^4

raggio minimo d'inerzia $\rho = \sqrt{\frac{I}{Area}} = 7{,}5mm$

snellezza $\lambda = \frac{Le}{\rho} = 18{,}2$

(lo stelo è vincolato con una cerniera e con un incastro imperfetto Le = 0,7L).

La norma definisce la tensione critica σ_{cr} nel seguente modo

$\sigma_{cr_Eulero} < 0{,}7\ fy$ $\sigma_{cr} = \sigma_{cr_Eulero}$

$\sigma_{cr_Eulero} \geq 0{,}7\ fy$ $\sigma_{cr} = f_y \times \sqrt[4]{1 - \frac{0{,}461}{\left(\frac{\sigma_{cr_{Eulero}}}{f_y}\right)^{1{,}4}}}$

$$\sigma_{cr_{Eulero}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 210000}{18{,}2^2} = 6257\text{MPa}$$

$$\sigma_{cr} = 335 \times \sqrt[4]{1 - \frac{0{,}461}{\left(\frac{6257}{335}\right)^{1{,}4}}} = 334\text{MPa}$$

Come si poteva già notare si tratta di un corpo tozzo sul quale non c'è il rischio di instabilità elastica.

Lo stelo è verificato.

4.4.2) CILINDRO CHIUSURA FORCHE

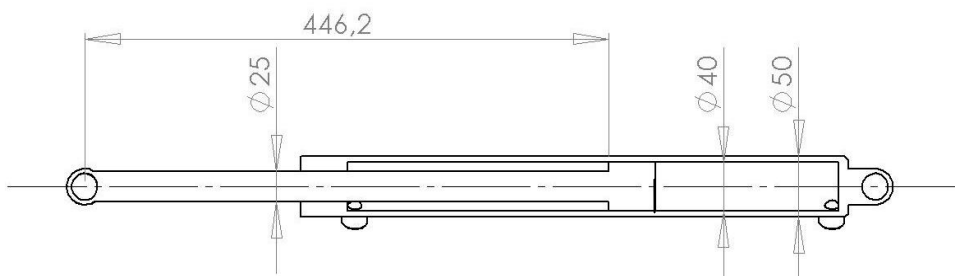



Figura 34

Questo martinetto non è soggetto ai 130bar della pressione massima di esercizio. Proprio per preservare le gomme dei veicoli da eccessiva pressione è stato inserito un pressostato supplementare regolato a 70bar. Scelte da catalogo le dimensioni del

martinetto si procede con la verifica.

VERIFICA A PRESSIONE

Diametro esterno $D_e = 50mm$

Diametro interno $D_i = 40mm$

Spessore s = 5mm

Pressione massima $p_{MAX} = 70bar = 7MPa$

$$\tau_{MAX} = \frac{p\, ri^2\, re^2}{(re^2 - ri^2) ri^2} = \frac{7 \cdot 20^2 \cdot 25^2}{(25^2 - 20^2)\, 20^2} = 19{,}4\text{MPa}$$

Il valore di confronto è 135MPa, pertanto il cilindro è verificato.

VERIFICA INSTABILITA' ELASTICA

La verifica stabilità elastica è eseguita seconda la legge di Eulero, in accordo con quanto prescritto dalle norme.

Grandezze caratteristiche dello stelo:

diametro stelo Ds = 25mm

lunghezza stelo L = 446mm

momento d'inerzia della sezione $I = 19175\ mm^4$

raggio minimo d'inerzia $\rho = \sqrt{\frac{I}{Area}} = 6{,}25\text{mm}$

snellezza $\lambda = \frac{Le}{\rho} = 50$

(lo stelo è vincolato con una cerniera e con un incastro imperfetto Le = 0,7L).

<u>Tensione critica</u>

La norma definisce la tensione critica σ_{cr} nel seguente modo

$\sigma_{cr_Eulero} < 0{,}7\ fy$ $\sigma_{cr} = \sigma_{cr_Eulero}$

$\sigma_{cr_Eulero} \geq 0{,}7\ fy$ $\sigma_{cr} = f_y \times \sqrt[4]{1 - \frac{0{,}461}{\left(\frac{\sigma_{cr_{Eulero}}}{f_y}\right)^{1,4}}}$

$$\sigma_{cr_{Eulero}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 210000}{50^2} = \mathbf{829MPa}$$

$$\sigma_{cr} = 335 \times \sqrt{1 - \frac{0{,}461}{\left(\frac{829}{335}\right)^{1{,}4}}} = 323\text{MPa}$$

Come si poteva già notare si tratta di un corpo tozzo sul quale non c'è il rischio di instabilità elastica.

Lo stelo è verificato.

Non è stato considerato necessario effettuare verifiche sugli sfili per l'allungamento della macchina poichè considerati molto sovradimensionati e scelti soprattutto per un criterio di robustezza,come prodotto simile e già verificato nella precedente versione CRIS.

4.5) TELAIO ANTERIORE

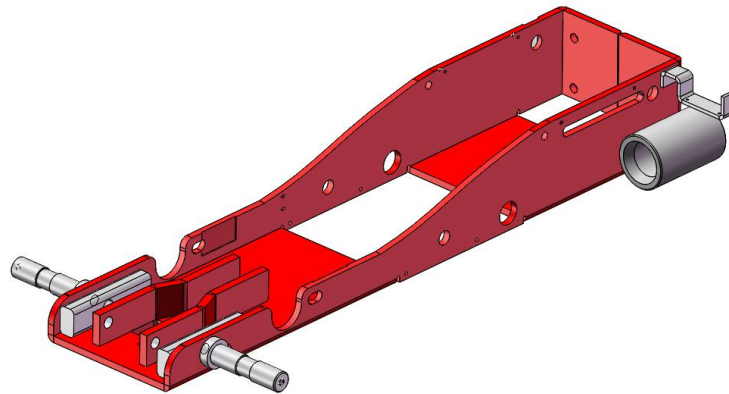



Figura 25: Telaio prima del montaggio

Per permettere alla testa di abbassarsi completamente è stato necessario tagliare il telaio in corrispondenza dei tubi contenenti gli sfili. La particolare forma non garantirebbe una rigidità adeguata; per questo motivo sono necessari due fazzoletti di rinforzo che hanno anche il compito di vincolare la manovella cedente.

Il telaio è stato schematizzato come una trave su due appoggi; la posizione di quello anteriore è individuato dai due pattini, quello posteriore dalle boccole all'interno dei cilindri in cui scorre la camicia dei pistoni che permettono di allungare la macchina.

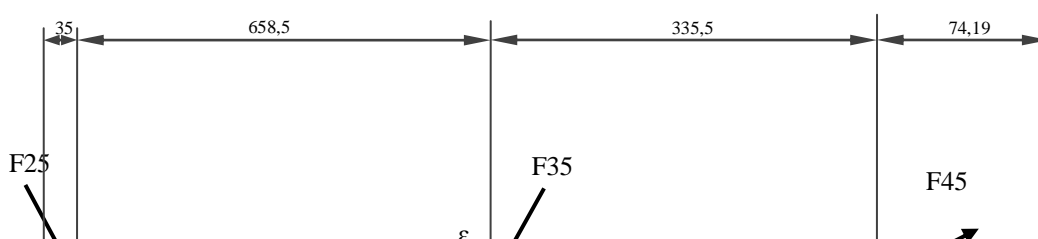



Figura 36: schematizzazione telaio

F35 = 42343 N   ε = 3,044 rad

F45 = 42900 N   δ = 0,075 rad

F25=88375,88 N   α=0,17 rad

Scomponiamo le reazioni nelle due componenti verticale ed orizzontale

F25senα = 15346,3 N   F25cosα = 87033,2 N

F35senε = 4426 N   F35cosε = 42111 N

F45senδ = 3216,5 N   F45cosδ = 42779,2 N

Rileviamo verso l'alto la reazione $R_{A_}y$ e verso il basso R_{B_y}.

$$R_{Ay} = \frac{F35\sin\varepsilon(335{,}5+74{,}2)+\mathrm{F25sen}\alpha(74{,}2+335{,}5+658{,}5)-\mathrm{F45sen}\delta*74{,}2}{35+658{,}5+335{,}5+74{,}2} = 16288{,}8N$$

$$R_{Ay} = \frac{4426*(335{,}5+74{,}2)+15346{,}3*(74{,}2+335{,}5+658{,}5)-3216{,}5*74{,}2}{35+658{,}5+335{,}5+74{,}2} = 16288{,}8N$$

$$R_{By} = R_{Ay} + \mathrm{F45sen}\delta - \mathrm{F25sen}\alpha - \mathrm{F35sen}\varepsilon = 267N$$

$$R_{By} = 16288{,}8+3216{,}5-15346{,}3-4426 = 267N$$

Non ci sono reazioni lungo l'asse orizzontale perché la somma algebrica delle componenti orizzontali delle forze è nulla.

DIAGRAMMA DEL MOMENTO FLETTENTE

$$M_1 = R_{Ay} * 35 = 570080 Nmm$$
$$M_2 = R_{Ay} * (35 + 658{,}5) - 15346 * 658{,}5 = 1190941{,}8 Nmm$$
$$M_3 = R_{Ay} * (35 + 658{,}5 + 335{,}5) - 15346 * (658{,}5 + 335{,}5) - 4426 * 335{,}5 = 22328 Nmm$$

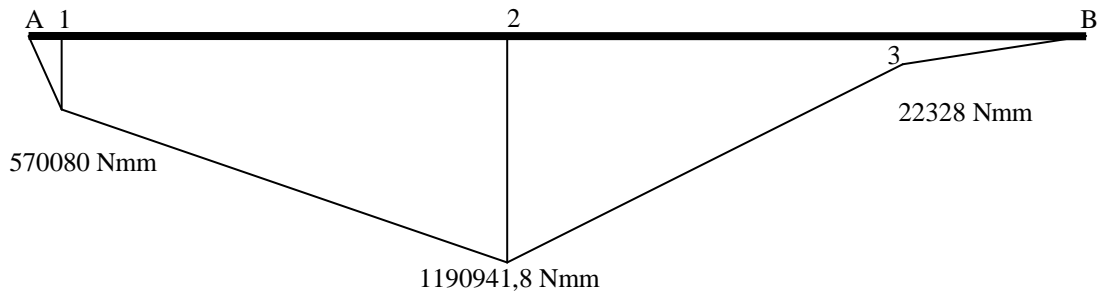



Figura 37: Diagramma momento flettente

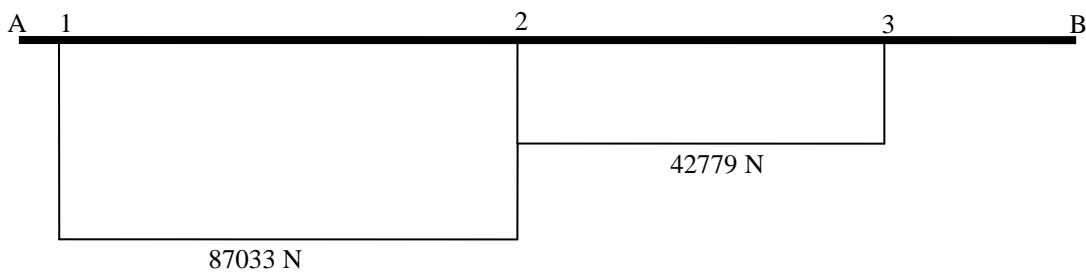



Figura 38: Diagramma sforzo normale

SEZIONE

I fazzoletti di rinforzo sono saldati con una saldatura di testa a T a completa penetrazione. La sezione da verificare ha la seguente geometria.

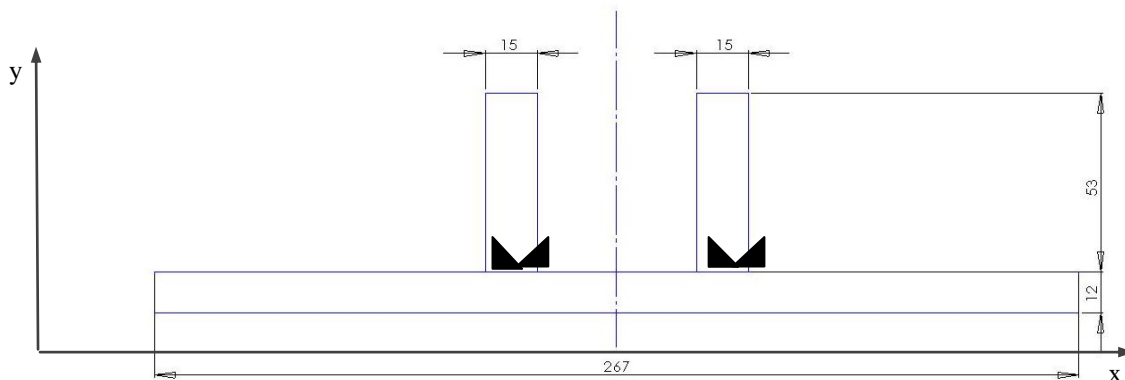



Figura 39

Come prima cosa calcoliamo il momento d'inerzia della sezione rispetto l'asse orizzontale passante per il baricentro.

$$Area = 15 \times 53 \times 2 + 267 \times 12 = 4794\text{mm}^2$$

$$y_G = \frac{(15 \times 53) \times 2 \times 38{,}5 + 267 \times 12 \times 6}{Area} = 16{,}78\text{mm}$$

$$I_{x'-x'} = \left(\frac{15 \times 53^3}{12} + 15 \times 53 \times (38{,}5 - 16{,}78)^2\right) \times 2 + \left(\frac{267 \times 12^3}{12}\right) + 12 \times 267 \times (16{,}78 - 6)^2 = 1533068{,}1\text{mm}^4$$

In corrispondenza di questa sezione il momento flettente vale

$$M = R_{Ay} * 173 - 15346 * (173 - 35) = 700076 Nmm$$

e lo sforzo normale

N = 87033 N

Allora

$$\sigma_f = \frac{M}{I_{x-x'}} y = \frac{700076}{1533068{,}1}(53 + 12 - 16{,}78) = 22{,}02 MpA$$

$$\sigma_N = \frac{N}{Area} = \frac{87033}{4794} = 18{,}15 Mpa$$

σtot=40,17 Mpa

Il telaio e i fazzoletti sono in Fe E235 che ha f_y = 235MPa. Siccome sono saldati, le normative impongono una riduzione del limite di snervamento del materiale. Ipotizziamo che le saldature siano di Classe I, cioè eseguite a regola d'arte; per il nostro acciaio dovremmo considerare f_y = 160MPa che diviso per 1,5 fornisce σ_{amm} = 106,67MPa.

Il telaio in questo punto è verificato.

Per completezza calcoliamo le tensioni nel punto più sollecitato, il punto2.

In questa sezione è presente un foro Φ40,25 dentro il quale è saldata una boccola in cui poggia il perno basso del triangolo posteriore.

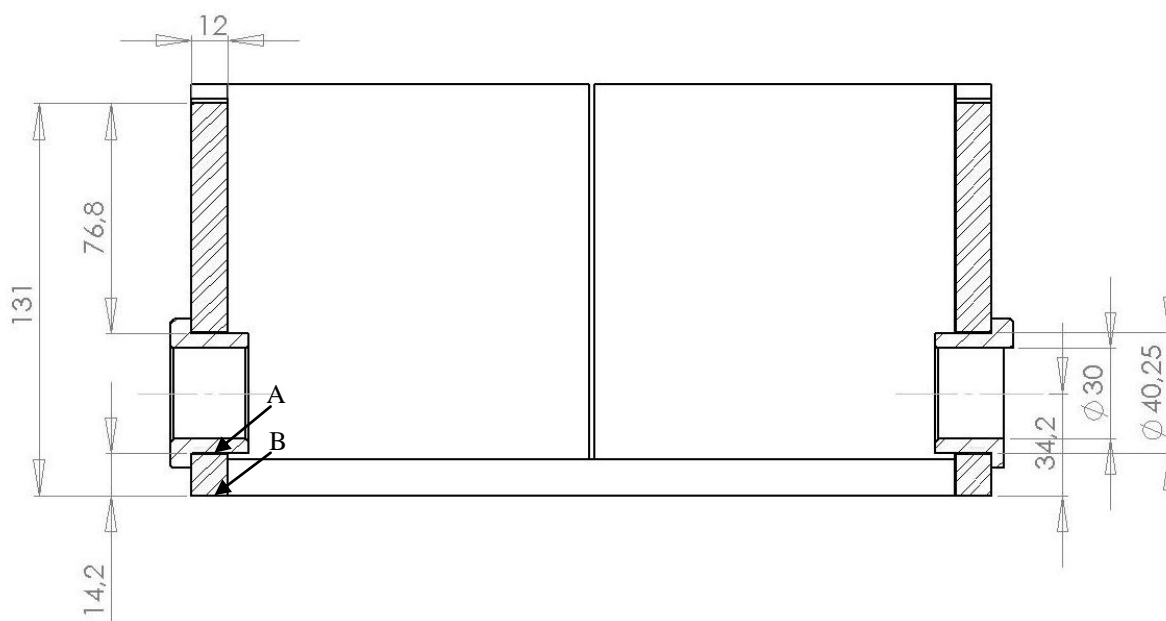



Figura 40: sezione telaio in corrispondenza del punto 2

La boccola ha il solo compito di aumentare la superficie di contatto tra telaio e perno, non la consideriamo nel calcolo della sezione resistente.

$$y_G = \frac{(12 \times 76{,}8) \times 92{,}7 + (12 \times 14{,}2) \times 7{,}1}{(12 \times 76{,}8) + (12 \times 14{,}2)} = 79{,}34\text{mm}$$

$$Area = (12 \times 76{,}8 + 12 \times 14{,}2) \times 2 = 2184\text{mm}^2$$

$$I_{x'-x'} = \left(\frac{12 \times 76{,}8^3}{12} + 12 \times 76{,}8 \times (92{,}7 - 79{,}34)^2\right) \times 2 + \left(\frac{12 \times 14{,}2^3}{12} + 12 \times 14{,}2 \times (79{,}34 - 7{,}1)^2\right) \times 2 = 3019193\text{mm}^4$$

Il foro induce sicuramente una concentrazione delle tensioni. Dobbiamo prima di tutto vedere qual è il punto più sollecitato. L'indagine viene circoscritta ai punti A e B.

Il coefficiente di concentrazione delle tensioni per una lastra forata soggetta a momento flettente vale sempre 2. Per determinare il coefficiente dello sforzo normale si usano i grafici che forniscono α_k in funzione del rapporto tra il diametro del foro e la larghezza della piastra.

Nel nostro caso d/w = 40/131 = 0,305 si ha α_k = 2,35

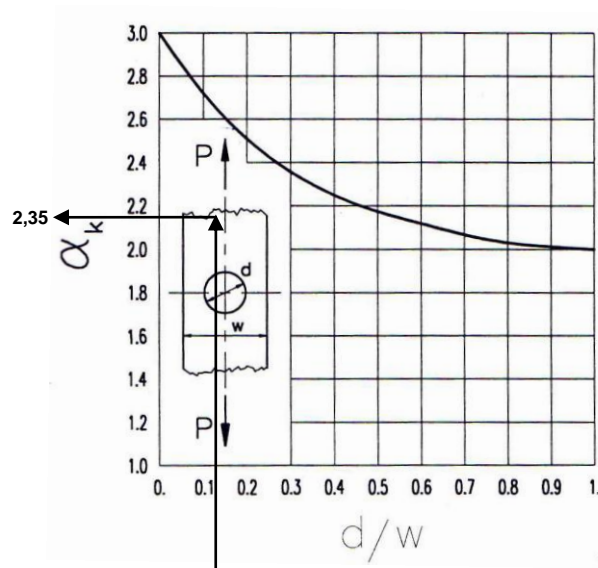



Figura 41

$$\sigma_{ft,A} = \frac{Mf}{I_{x-x}} * (79.34 - 14,2 - 5) * 2 = 47,45 Mpa$$

$$\sigma_{Nt,A} = \frac{N}{Area} \alpha_k = 93,65 Mpa$$

σtot= 141 Mpa

$$\sigma_{ft,B} = \frac{M_f}{I_{x-x}} * (79,34) * 2 = 31,3 Mpa$$

$$\sigma_{Nt,B} = \frac{N}{Area} = 39,8 Mpa$$

σtot= 70,9 Mpa

l punto A è quello più sollecitato. Le tensioni rilevate dal calcolo risultano molto elevate confrontate con uno snervamento del materiale a 157Mpa. Tuttavia nelle numerose prove di utilizzo del prototipo non si è rilevata alcuna problematica nella zona sotto osservazione. L'acciaio del telaio è dolce, pertanto una possibile ragione è pensare che il materiale plasticizzi localmente e le tensioni si distribuiscano in una zona più ampia o che il carico massimo è applicato per tempi brevi che non permettono lo snervamento del materiale.

4.5.1) SALDATURE FAZZOLETTI

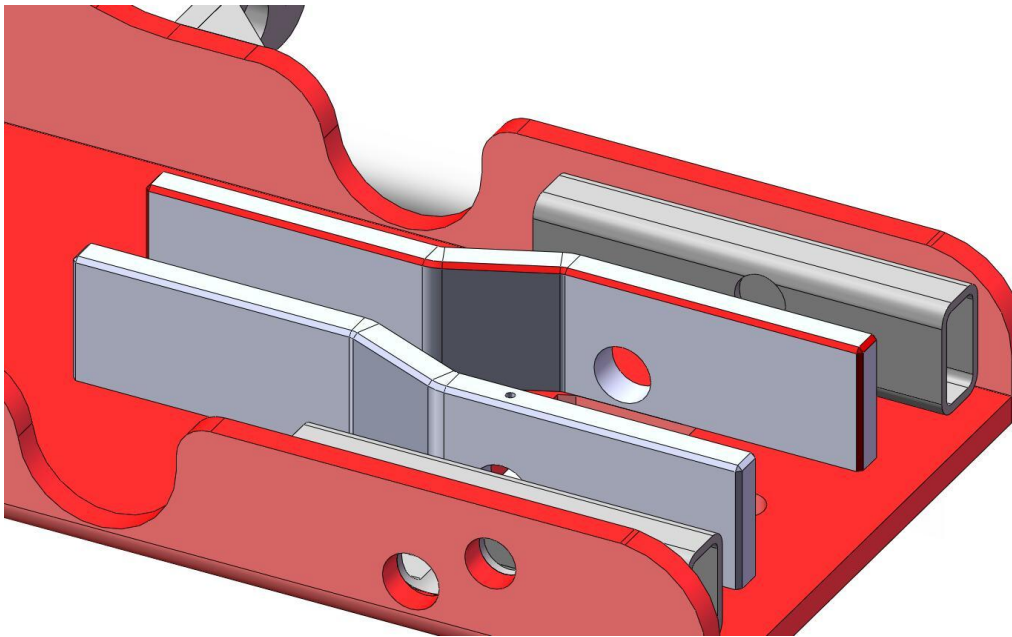



Figura 42: particolare del telaio

Le saldature dei fazzoletti sono di testa a completa penetrazione. Questi dopo essere stati piegati subiscono una lavorazione di cianfrinatura con un angolo di 45°. Ciò fa sì che il cordone abbia una sezione a triangolo rettangolo con i due cateti di 7,5mm. La saldatura non è eseguita per tutta la lunghezza del fazzoletto ma si interrompe in corrispondenza dei fori.

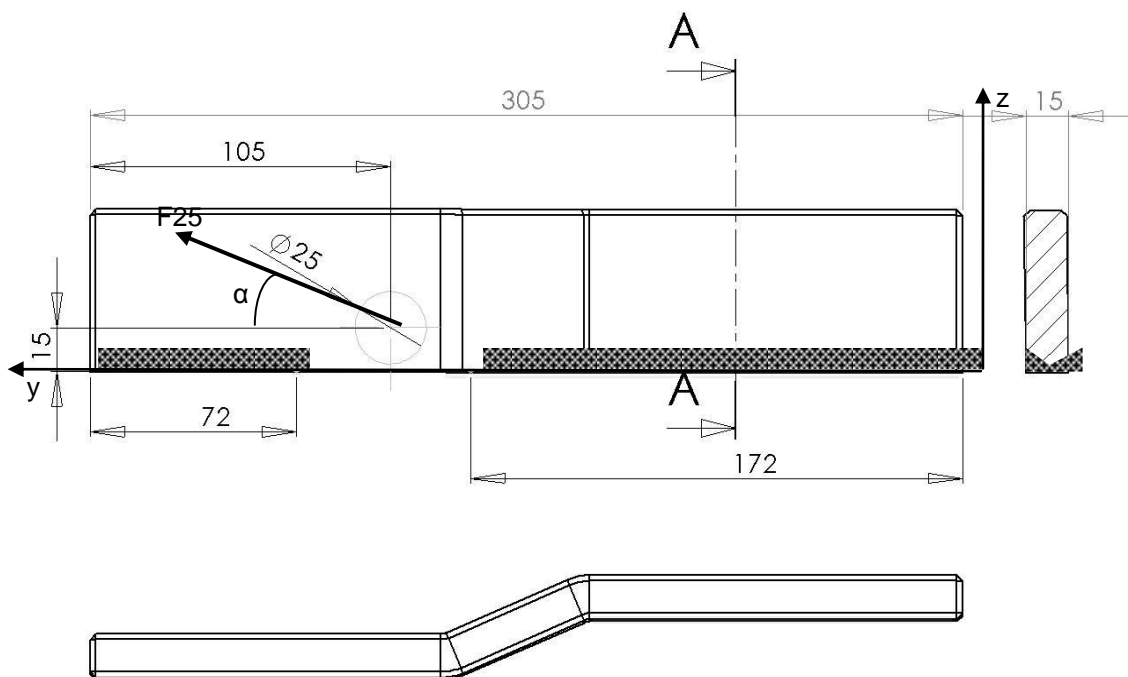



Figura 43

Per semplificare i calcoli supponiamo che il componente sia piano. Gli errori introdotti sono a favore di sicurezza.

La manovella esercita una forza F25 inclinata dell’angolo α che tende a sradicare i fazzoletti.

Fz=F25senα = 15346,3 N Fy=F25cosα = 87033,2 N

Mf tot= Fy*15 + Fz*(305/2-105)= 2034430 Nmm

Caratteristiche saldatura

$t = \frac{7,5}{\sqrt{2}} = 5,3\text{mm}$ (t è lo spessore utile del cordone di saldatura)

$$Area = ((72 + 172) \times t) \times 4 = ((72 + 172) \times 5,3) \times 4 = 5236,4\text{mm}^2$$

$$y_1G = (((172 \times t \times 172 / (2) + (72 \times t \times (305 - 72 / (2)) \times 4)))/Area = 138,3\text{"mm"}$$

$$I_{x'-x'} = \left(\frac{t \times 172^3}{12} + t \times 172 \times \left(138,3 - {}^{172}\!/_{2}\right)^2 + \frac{t \times 72^3}{12} + t \times 72 \times \left(\left(305 - {}^{72}\!/_{2} - 138,3\right)\right)^2 \right) \times 4 = (2247397,8 + 4360102,5 + 164851,2 + 6518678,2) \times 4 = 53164118,8\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{F_y}{Area} = \frac{87033}{5236,4} = 16,6 Mpa$$

$$\sigma = \frac{F_z}{Area} + \frac{Mftot}{I_{x-x}} * (305 - 138,3) = 9,1 Mpa$$

$$T_{ris} = \sqrt{\tau^2 + \sigma^2} = 18,4\text{MPa}$$

Le saldature sono verificate.

4.6) SUPPORTO MANOVELLA CEDENTE

Come già anticipato la volontà di realizzare la testa del CRIS LIGHT in un monoblocco di ghisa ha reso necessario rivedere totalmente le geometrie del parallelogramma articolato. In questa parte descriveremo come è stata collegata la manovella alla testa.

Nei prototipi questo collegamento è critico in quanto le trave centrale viene prima forata per il passaggio del perno e poi saldata al porta pinze. I ritiri di saldatura fanno perdere la concentricità dei fori rendendo necessarie altre lavorazioni di asportazione di metallo manuali con tutti i difetti che ne conseguono.

Nel monolite in ghisa, però, lo spazio esiguo fra i porta pinze e la posizione in cui andrebbero fatti i fori nella trave centrale non consentirebbe di eseguire la lavorazione alle macchine utensili. Si potrebbe pensare di fare avanzare la testa ma così facendo si rischierebbe il ribaltamento in avanti della macchina.

Si è deciso di realizzare un supporto che sarà collegato alla testa tramite viti mordenti.

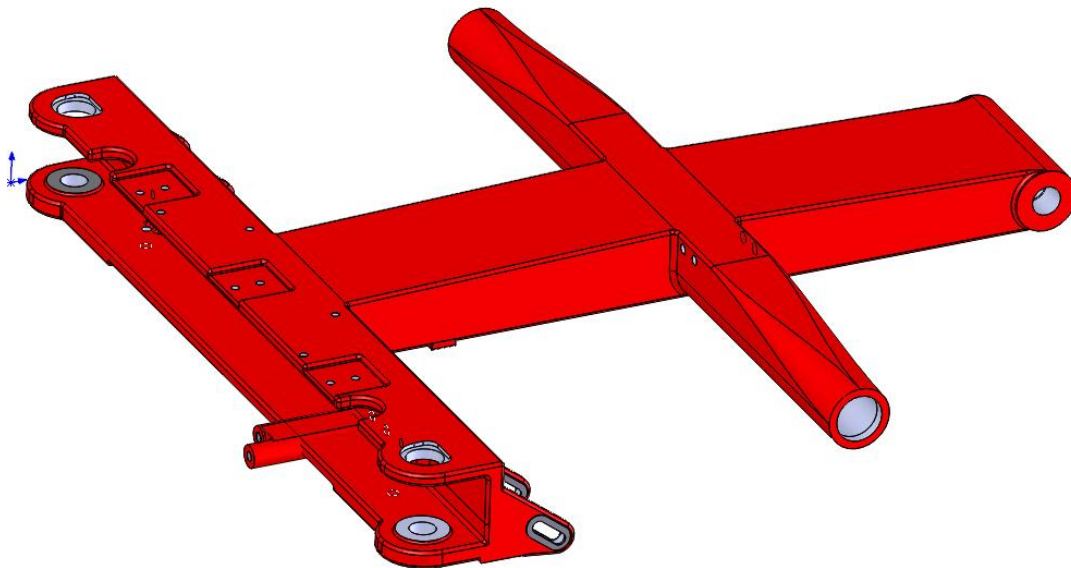



Figura 44

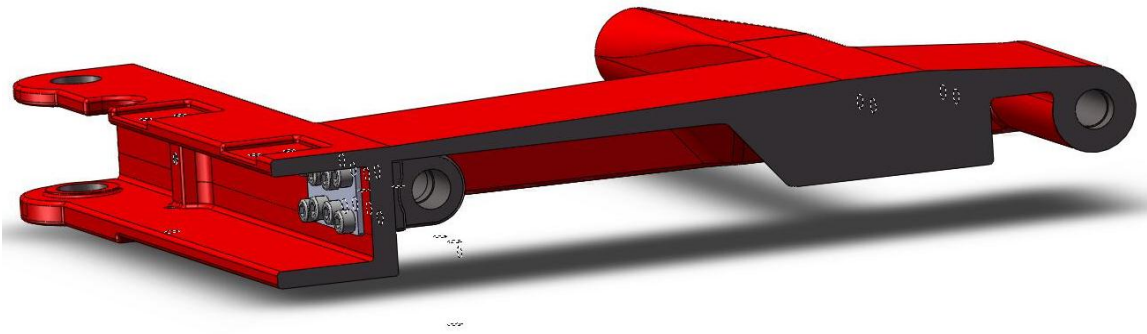



Figura 45: sezione della testa con il supporto avvitato

Il supporto può essere ottenuto per fusione e successivamente lavorato. La ghisa è GJS-600-3. Si considera anche di realizzarlo in acciaio per maggiore robustezza. A livello di costo l'opzione più valida inizialmente è la realizzazione in carpenteria per lotti di produzione piccoli.

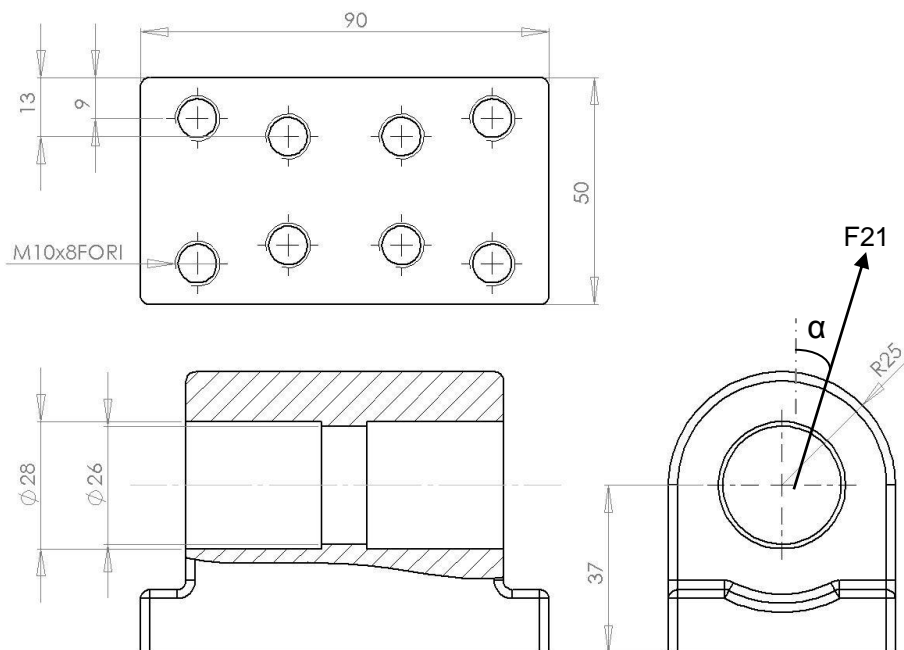



Figura 46

Questo componente viene montato orizzontalmente; in questo modo la forza di taglio è minore di quella normale e presumibilmente le viti dovranno essere di diametro minore.

Il supporto è soggetto alla F21 inclinata dell'angolo α. Siano:

T=F21senα = 15346,3 N   N=F25cosα = 87033,2 N

Mf= T*37= 567802 Nmm

Ipotizziamo che la forza di taglio T si ripartisca uniformemente su tutti le otto viti.
I bulloni più sollecitati sono quelli più esterni, quelli cioè che distano 41mm dal bordo in cui la componente dovuta al momento flettente è massima.
Poiché il collegamento deve essere progettato per attrito, la forza di serraggio deve essere in grado di sostenere la risultante delle forze tangenziali generando una equivalente forza di attrito tra le pareti con un coefficiente di sicurezza pari almeno a 1,5.
La forza iniziale di serraggio si può individuare mediante la seguente formula

$$F_i = CS \times \left(\frac{R_t}{\mu} + F_e\right) = CS \times \left(\frac{R_t}{\mu} + \left(R_n + \frac{M_f}{\Sigma y_i^2} y\right)\right)$$

Dove R_t è la risultante delle componenti tangenziali, R_n è la risultante delle componenti normali, y_i è la distanza dell'i-esimo bullone dal bordo del supporto e y la distanza del bullone più sollecitato.

$$R_t = \frac{T}{8} = 1918N \qquad R_n = \frac{N}{8} = 10879N$$

$$\frac{M_f}{\sum y_i^2} y = 3417N$$

Ipotizziamo un coefficiente d'attrito μ = 0,25

$$F_i = 1{,}5*(\frac{1918}{0{,}25} + 10879 + 3417) = 32952N$$

ed infine imponiamo che il rapporto tra la rigidezza del supporto e quella del bullone sia almeno 3. La forza totale che si scarica sulla vite è pari a:

$$F_b = F_i + 0{,}25*CS*F_e = 38313N$$

Scegliamo viti di grado SAE 9,8: f_u = 900MPa; f_y = 660MPa.

La norma dice che la tensione ammissibile σ_a dipende da X, che è il più piccolo tra f_y e $0{,}7f_u$.

Nel nostro caso $X = 0{,}7f_u = 630MPa$

$$Area_{(min\ vite)} = F_b/X = 36889{,}7/630 = 58{,}55$$

A favore di sicurezza e per una economia di produzione scegliamo tutte le viti uguali con un'area resistente superiore a quella appena calcolata, ovvero del tipo M10x1,25 aventi $A_t = 61{,}2mm^2$

La formula per il calcolo della coppia di serraggio viene fornita dalla normativa e vale

$$Ms = 0{,}18 * d * F_i = 0{,}18 * 10 * 32952 = 59313 Nmm$$

Questa bullonatura verrà anche assicurata con delle resine che bloccheranno i filetti. Però nel caso di una eventuale perdita di attrito tra le pareti eseguiamo per completezza la verifica a taglio e a sforzo normale della vite più sollecitata.

$$\tau_{MAX} = \frac{Rt}{At} = 31{,}5Mpa$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{Fe}{At} = 233{,}6Mpa$$

$$\sigma_{eq}^2 = \sigma^2 + \tau^2 \longrightarrow \sigma_{eq} = 235{,}7Mpa$$

$$\sigma_{amm} = \frac{X}{1{,}5} = 420MPa$$

La bullonatura è verificata

4.6.1) COLLEGAMENTO A FORCELLA E A PERNO

A seguire la trattazione e il metodo di calcolo è ricavato dal manuale dell'ingegnere: Luigi Baldassini, Vademecum per disegnatori e tecnici, Milano , Hoepli.

Questa sezione è dedicata agli accoppiamenti rotoidali presenti nella macchina. L’obbiettivo è dimensionare il perno e le superfici di contatto.

Nel dimensionamento normale di un perno, secondo la normativa, il diametro del perno è metà della larghezza della forcella; questo tipo permette di ottimizzare lo stato tensionale. Inoltre bisogna fare in modo che la superficie di contatto del perno sulla bielletta sia la più uguale possibile a quella sulla forcella. In modo da rendere simili le pressioni di contatto. Le tolleranze impiegate nell’accoppiamento sono H7/g6 (libero stretto).

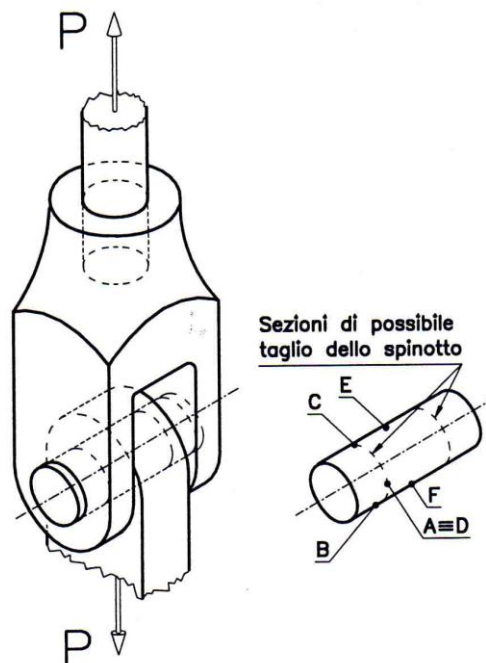



Figura 47: collegamento forcella-perno-bielletta

Le zone dove risulta più opportuno eseguire i calcoli sono: a) i punti A e B dei rami di forcella: b) i punti C e D della bielletta; c) i punti A ≡ D, B e C pensati come appartenenti alla superficie del perno e le conseguenti pressioni di contatto, ma anche tensioni flessionali e taglianti in sezioni importanti. Infatti il perno si comporta come una trave doppiamente appoggiata (ai due rami di forcella) e caricata nella zona

centrale della bielletta. Occorre quindi valutare la tensione flessionale massima che, come si vedrà, cade in mezzeria del perno, e più precisamente nel punto E la tensione flessionale massima compressiva, mentre nel punto F la massima tensione flessionale trattiva. In aggiunta, occorre calcolare le tensioni di taglio nelle due sezioni del perno di passaggio dalle portate dei due rami della forcella alla portata della bielletta, sezioni lungo le quali il perno tende appunto a tagliarsi. Il punto del perno in cui le tensioni massime diventano massime è il punto A ≡ D.

Le pressioni reali di contatto sono rappresentate in figura 48. Il calcolo del momento flettente che cade in mezzeria è complesso perché l'andamento delle pressioni non è noto in forma analitica. Ci si riferisce ad un andamento semplificato (costante a tratti) a favore di sicurezza, che faciliti il calcolo.

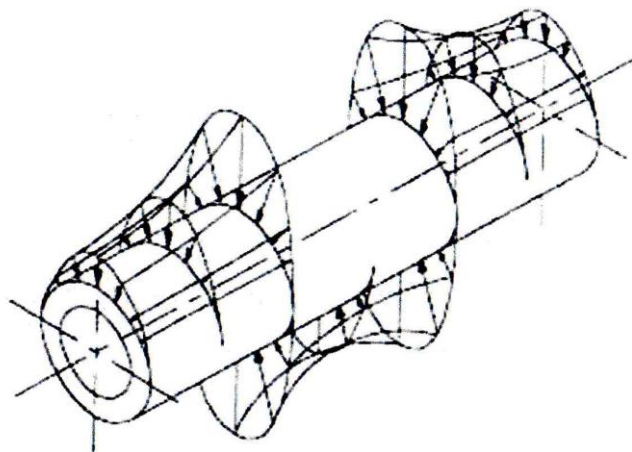



Figura 48:andamento reale delle pressioni di contatto sul perno

Nel primo dimensionamento verranno spiegati passo-passo il procedimento seguito con i vari passaggi; per gli altri verranno indicate le dimensioni dei componenti e forniti i risultati ottenuti.

4.7) COLLEGAMENTO TESTA-MANOVELLA-TELAIO

Figura 49: particolare del collegamento manovella-supporto

4.7.1) FORCELLA

Si considera innanzitutto la verifica di resistenza dei due rami della forcella ricavata nella manovella. Nel punto A di figura 47 pensato come appartenente alla manovella, la tensione nominale va calcolata come rapporto tra il carico su ogni ramo della forcella e la sezione resistente indebolita dal foro della forcella.

Sia w la larghezza del ramo di forcella, d il diametro del foro e s lo spessore dei rami.

$$\sigma_{n,A} = \frac{F_{12}/_2}{(w-d)s}$$

Con F12 = 87033 N, w = 50mm, d = 25mm e s = 23 mm si ha $\sigma_{n,A}$ = 75,7 MPa. In un dimensionamento normale il fattore di forma α_k da moltiplicare per la tensione nominale per ottenere la tensione teorica in A vale circa 2,5. Di conseguenza la tensione teorica vale:

$$\sigma_{t,A} = \sigma_{n,A} * \alpha_k = 189,2 MPa$$

In questo punto la manovella è verificata poiché σ_{amm} dedotto con i coefficienti della

norma per la GS600 è 253MPa.

Si considera ora il punto B pensato come appartenente alla forcella, e giacente quindi nella zona inferiore del bordo del foro della forcella. La pressione nominale di contatto è la pressione media, e va calcolata come rapporto tra il carico su ogni ramo della forcella e l'area diametrale di ogni ramo della forcella:

$$p_{n,B} = \frac{\frac{F_{12}}{2}}{d * s} = 75{,}7Mpa$$

Che moltiplicato per lo stesso fattore di forma precedente fornisce

$$p_{t,B} = 189{,}2 \text{ Mpa}$$

Anche in B la manovella è verificata.

Si esegue ora la verifica a taglio dei due rami.

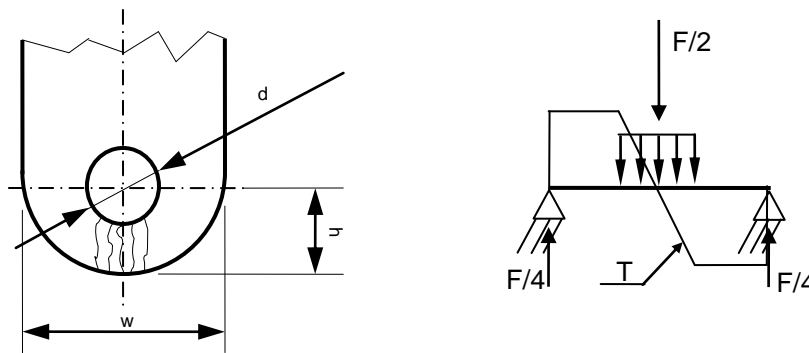



Figura 50

Si assume come altezza della coppia di sezioni che cedono a taglio la differenza $\frac{w}{2} - \frac{d}{2}$, e si carica ciascuna delle due sezioni col carico massimo, cioè $F_{12}/4$. Siccome le sezioni che ipoteticamente cedono a taglio sono rettangolari, la tensione tagliante massima τ vale

$$\tau = \frac{3}{2}\frac{F_{12}/_{4}}{\left(\frac{w}{2} - \frac{d}{2}\right)s} = 111{,}7\text{MPa}$$

confrontato con $\tau_{amm} = \sigma_{amm}/\sqrt{3} = 146\text{MPa}$ si conclude che anche in questo punto la manovella è verificata.

4.7.2) PERNO TESTA

Si abbandona ora la manovella e si considera il perno visto come una trave doppiamente appoggiata ai due rami della forcella e caricata nella sua zona centrale dal supporto. Si effettuano due verifiche: a) della tensione flessionale massima; b) delle tensioni taglianti.

Relativamente alla verifica a) a flessione, l'andamento reale della pressione di contatto in direzione assiale del perno è rappresentato in figura 48. Il momento flettente massimo cade in mezzeria nei punti più distanti dall'asse neutro ma è complesso in quanto l'andamento delle pressioni non è noto in forma analitica; si considera allora una distribuzione costante a tratti che produce un momento in mezzeria maggiore di quello relativo all'andamento reale, dato che la risultante delle zone laterali di pressione costante agenti per il tratto a, presenta un braccio rispetto al centro della trave maggiore di quello della risultante delle zone laterali di pressione non uniforme. Inoltre la distribuzione uniforme di pressione della zona centrale del perno produce un momento flettente al centro del perno minore di quello prodotto dalla distribuzione reale, dato che la distribuzione uniforme agisce con un braccio minore del reale, ma tale contributo è in differenza rispetto al momento flettente dovuto alle pressioni agenti sulle zone laterali.

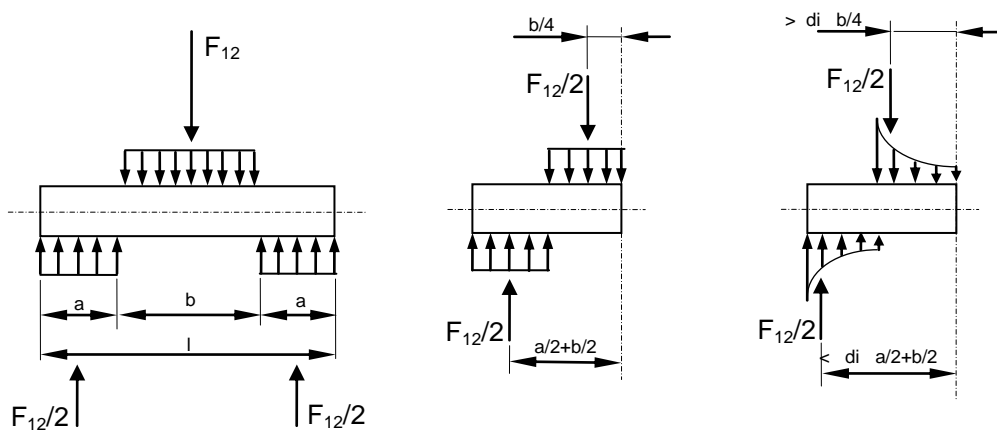



Figura 51

Con queste approssimazioni il momento flettente cade in mezzeria e vale:

$$M_f = \frac{F_{12}}{2}\left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) - \frac{F_{12}}{2}\frac{b}{4} = \frac{F_{12} \times l}{8}$$

Il perno in esame ha

a = 22,5mm

b = 70mm

l = 115mm

d = 25mm

risulta M_f = 1264154Nmm

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = 802\text{MPa}$$

Relativamente alla verifica b) a taglio si ha che la sollecitazione tagliante nelle due sezioni di passaggio delle portate dalla forcella al supporto vale F12/2.

$$\tau = \frac{4}{3}\frac{F_{12}/_2}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = 116{,}3\text{MPa}$$

La tensione più critica è quella flessionale. Per individuare la σ_{amm} dell'acciaio da utilizzare si moltiplica 802 per il C.S. imposto dalla norma e si ottiene 1203MPa.

Per ottenere un valore così elevato del limite di snervamento bisogna utilizzare necessariamente un acciaio legato da bonifica.

Per esempio il 39NiCrMo3 che è in assoluta l'acciaio da bonifica più diffuso se rinvenuto a 500°C presenta una f_y di poco superiore a 1200MPa.

Un valore così alto non crea problematiche di progetto dato che ogni calcolo è riferito all'attraversamento del valore di inclinazione di manovella di 10° e quindi ai carichi massimi applicati. Non essendo mai raggiunto il valore di snervamento ed avendo il carico massimo tempi brevi nel sollevamento non sono mai state rilevate problematiche sul prototipo relativo allo studio oggetto dei calcoli precedenti.

4.7.3) PERNO DI COLLEGAMENTO AL TELAIO

Il collegamento della biella con il telaio è affidato ad un perno d = 25mm, l = 118mm che viene bloccato rispetto al velaio con due spine elastiche. In questo caso la forcella è costituta dai fazzoletti che ricordiamo sono in Fe E235 con σamm = 157MPa e τ_{amm} = 90MPa. Le tensioni nel perno dovute alla flessione sono di poco maggiori che nel caso precedente e l'acciaio utilizzato sarà lo stesso.
Sui fazzoletti si effettuano due verifiche: a) sulla pressione massima specifica; b) sulle tensioni taglianti.

$$\tau = \frac{3}{2}\frac{F_{12}/_4}{\left(\frac{h}{2}-\frac{d}{2}\right)s} = \frac{3}{2}\frac{21407,65}{\left(\frac{40,5}{2}-\frac{25}{2}\right)\times 15} = 76,5\text{MPa}$$

$$p_n = \frac{\frac{F_{12}}{2}}{d * s} = 116Mpa$$

I fazzoletti sono verificati.

4.8) SALDATURA FRA TELAIO E FAZZOLETTI

I cilindri estensori costituiscono il componente che unisce il telaio posteriore con quello principale, e devono quindi sostenere la maggior parte del carico.
La connessione con il telaio principale avviene grazie a due boccole saldate, mentre la procedura di estensione avviene applicando una forza motrice dagli attuatori sui fazzoletti uniti allo stesso telaio.

Di seguito è riportata una schematizzazione di questa prima saldatura:

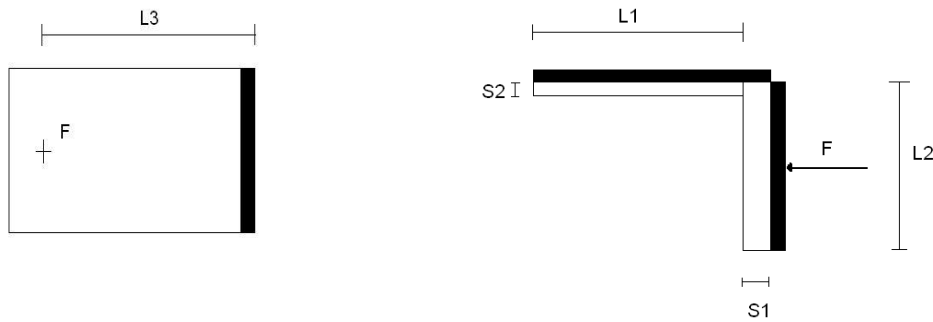



Figura 52-Schematizzazione saldatura telaio- fazzoletti

Grandezze caratteristiche:

L1=65 mm L2= 45mm L3=47,5mm S1=10mm S2=5mm

F = 36995 N h = spessore del cordone di saldatura

Mf= F*L3= 36995*47,5=1757286 Nmm

Yg = [L2*t*L2/2+L1*t*(L2+t/2)] / (L2*t + L1*t) = 34mm

Xg = [L1*t*L1/2 + L2*t*t/2] / (L1+L2)t = 19 mm

τ= F/A = 36995/ 110t =672/t Mpa

σ= (Mf/ I1) * Xg = 655/t Mpa

I1= (L1^3*t)/12 + (L2*t^3)/12 + (L1*t)*(L1/2-Xg)^2 + (L2*t)*(t/2+Xg)^2=
50976 mm^4

T= RADQ[(672/t)^2 + (655/t)^2] = 938/t Mpa

t= 938 / (0,58*355)= 4,5 mm

h= 1,41*t= 6,4 mm

4.9) COLLEGAMENTO TESTA TRIANGOLO

Figura 53: particolare del collegamento

Questo collegamento avviene tramite un perno fisso rispetto i triangoli con

d = 25mm

l = 187mm

I rami della forcella sono i due triangoli posteriori che nella zona di contatto sono spessi 13,5mm; per una migliore scorrevolezza del meccanismo sono infilate nel foro della testa due boccole profonde 30mm.

4.9.1) PERNO

Ci riconduciamo alla seguente schematizzazione.

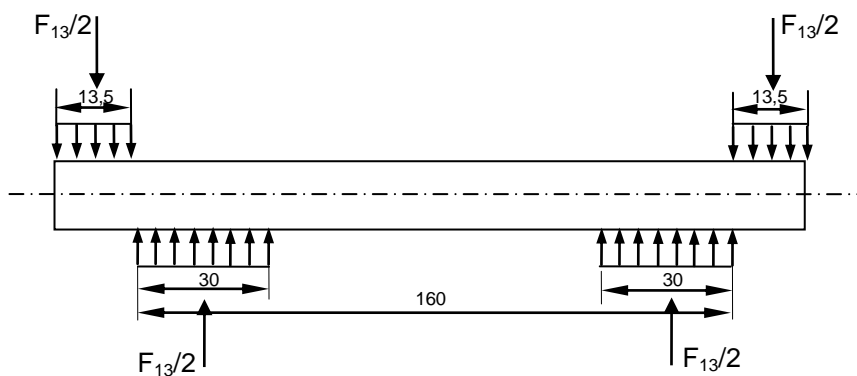



Figura 54

F13 = 87241 N

$$M_f = \frac{F_{13}}{2}\left(\frac{13,5}{2} + \frac{160}{2}\right) - \frac{F_{13}}{2}\left(\frac{160}{2} - \frac{30}{2}\right) = 3661370,5 - 2743390 = 917980,5\text{Nmm}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = 598\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{4}{3}\frac{F_{13}/2}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = 114,6\text{MPa}$$

L'acciaio del perno deve avere $f_{y,min} = 598 \times 1,5 = 897\text{MPa}$. Per economia di scala si utilizza il 39NiCrMo3 bonificato a 500°C.

4.9.2) TRIANGOLO

I triangoli sono in acciaio legato, è un prodotto a grano fine ad alto limite elastico. Allo stato di fornitura presenta un limite d'elasticità di 690 N/mm2; queste caratteristiche meccaniche sono ottenute per bonifica. Dai coefficienti dedotti dalle norme si ricavano σ_{amm} = 460MPa e τ_{amm}= 265,6MPa

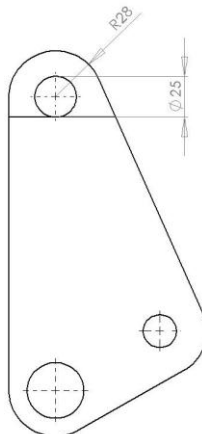



Figura 55: Triangolo

$$\sigma_{n,A} = \frac{F_{13}/2}{(56 - 25) \times 13,5} = 101\text{MPa}$$

$$\sigma_{t,A} = \sigma_{n,A} \times \alpha_k = 101 \times 2,5 = 252,5\text{MPa}$$

In questo punto il triangolo è verificato.

$$p_{n,B} = \frac{F_{13}/_2}{25 \times 13{,}5} = 125\text{MPa}$$

Che moltiplicato per lo stesso fattore di forma precedente fornisce

$$p_{t,B} = p_{n,B} \times \alpha_k = 125 \times 2{,}5 = 312{,}5\text{MPa}$$

Anche nel punto B la manovella è verificata.

Come ultimo eseguiamo la verifica a taglio

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F_{13}/_4}{\left(28 - \frac{25}{2}\right) \times 13{,}5} = 151\text{MPa}$$

Il triangolo è completamente verificato.

4.9.3) COLLEGAMENTO TRIANGOLO-TELAIO

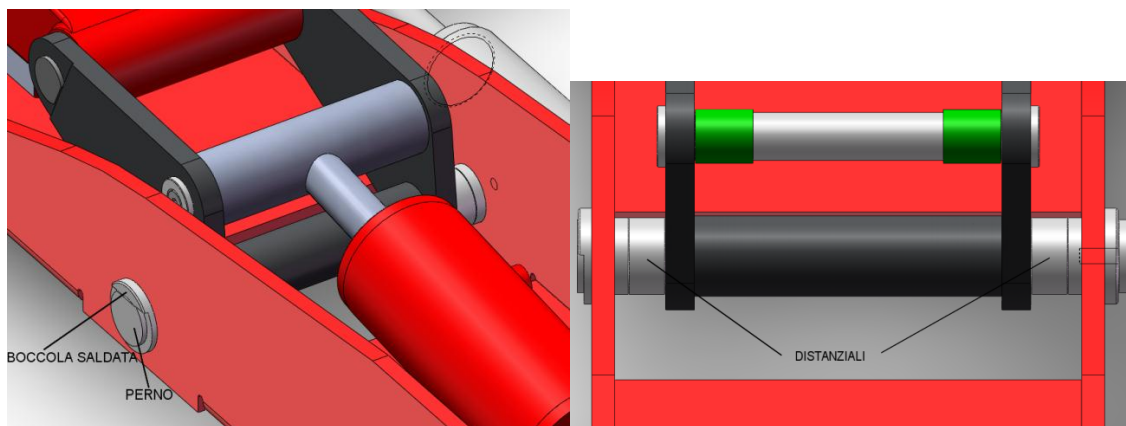



Figura 56: particolari del collegamento

I triangoli sono uniti tra di loro attraverso un tubolare saldato. Il perno di diametro 30mm poggia su due boccole saldate al telaio che hanno la funzione di aumentare l'area di contatto. Il perno è fisso rispetto il telaio; per migliorare la scorrevolezza del meccanismo sono presenti 2 boccole dentro il tubolare.

PERNO

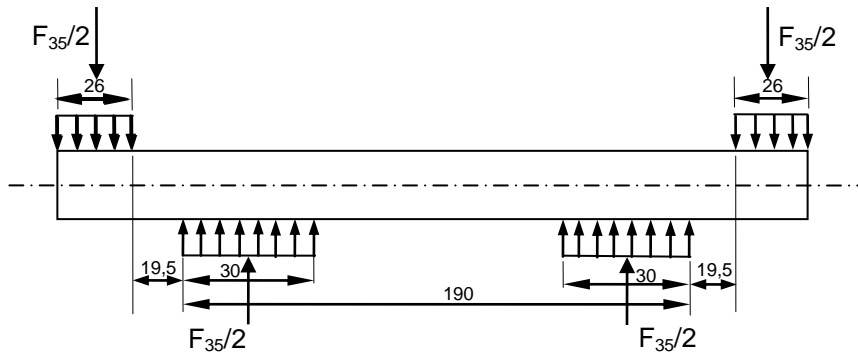



Figura 57

F35 = 42343 N

$$M_f = \frac{F_{35}}{2}\left(\frac{26}{2} + 19{,}5 + \frac{190}{2}\right) - \frac{F_{35}}{2}\left(\frac{190}{2} - \frac{30}{2}\right) = 2579261 - 1619360 = 960901\text{Nmm}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = 362{,}5\text{MPa}$$

$$\tau = \frac{4}{3}\frac{F_{35}/_2}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = 38\text{MPa}$$

L'acciaio del perno deve avere $f_{y.min} = 362{,}5 \times 1{,}5 = 544\text{MPa}$. Per economia di scala si utilizza il 39NiCrMo3 bonificato a 500°C.

La verifica sul triangolo non è necessaria in quanto i carichi sono minori rispetto alla verifica precedente e le sezioni resistenti maggiori.

4.9.4) COLLEGAMENTO TRIANGOLO-CILINDRO

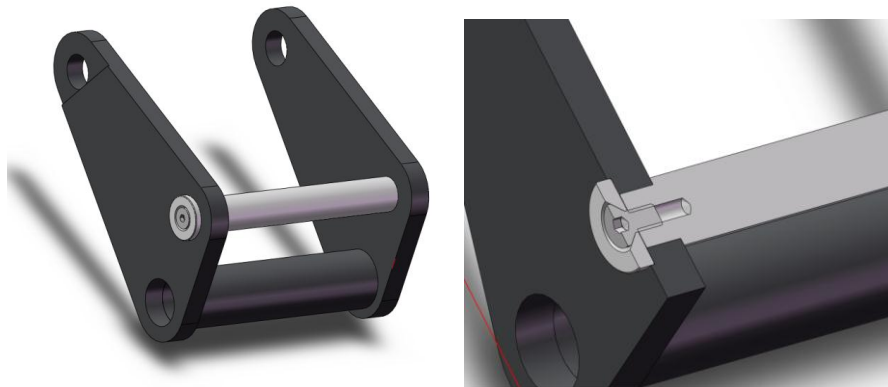



Figura 58: particolare del collegamento

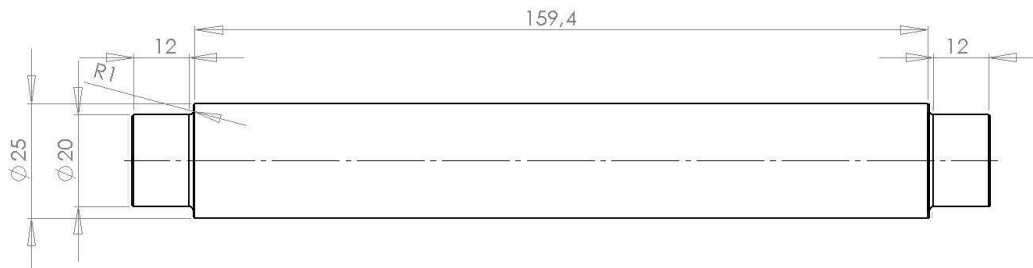



Figura 59: perno

Il perno viene bloccato sui triangoli tramite due viti. Lo stelo del martinetto è incernierato al perno con due boccole profonde 30mm.

Viene fatta la sola verifica del perno poiché il triangolo, sotto carichi più gravosi, è stato già verificato.

PERNO

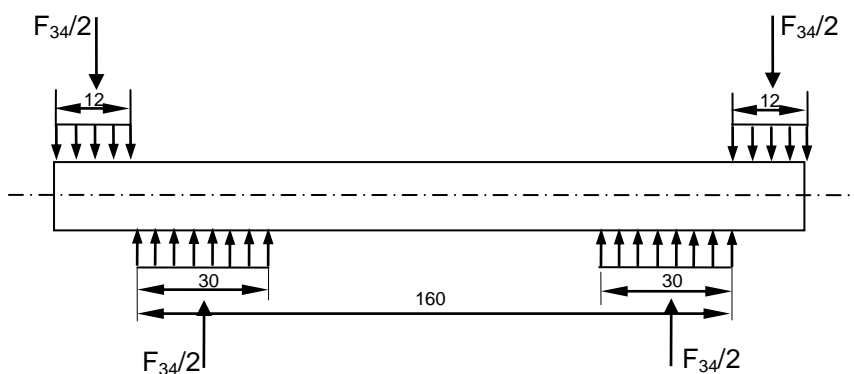



Figura 60

F34 = 45219N

$$M_f = \frac{F_{34}}{2}\left(\frac{12}{2} + \frac{160}{2}\right) - \frac{F_{34}}{2}\left(\frac{160}{2} - \frac{30}{2}\right) = 1944417 - 1469617{,}5 = 474799{,}5\text{Nmm}$$

In mezzeria

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{\frac{\pi \times D^3}{32}} = 309{,}5\text{MPa}$$

In corrispondenza della variazione di diametro

$$\sigma_{Mf} = \frac{M'_f}{W} \times \alpha_k = \frac{\frac{F_{34}}{2} \times \left(\frac{12}{2}\right)}{\frac{\pi \times d^3}{32}} \times 2 = \frac{135657}{\frac{\pi \times 20^3}{32}} \times 2 = 346\text{MPa}$$

Dove 2 è il fattore di concentrazione delle tensioni flettenti in questa particolare geometria.

D/d = 1,25

r/d = 0,05

$$\tau = \frac{4}{3} \frac{F_{34}/_2}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = \frac{4}{3} \frac{22609{,}5}{\frac{\pi \times 20^2}{4}} = 96\text{MPa}$$

L'acciaio del perno deve avere $f_{y.min} = 346 \times 1{,}5 = 519\text{MPa}$.

Per economia di scala si utilizza il 39NiCrMo3 bonificato a 500°C.

5) VERIFICHE FUNZIONALI

Le parti della macchina più sensibili necessitavano oltre che di un dimensionamento strutturale per assicurarne la tenuta, anche di una verifica dell'entità delle deformazioni che si attuano con i carichi massimi applicati.

5.1) SFILI

Gli sfili sono costituiti da un tubo forato e da un tondino. In posizione di riposo il tondino viene fatto scorrere dentro il tubo il quale a sua volta viene riposto dentro i porta sfili della testa. I blocca sfili scongiurano l'eventualità che il meccanismo si smonti: uno è avvitato al porta sfili nella testa, l'altro nel primo sfilo.

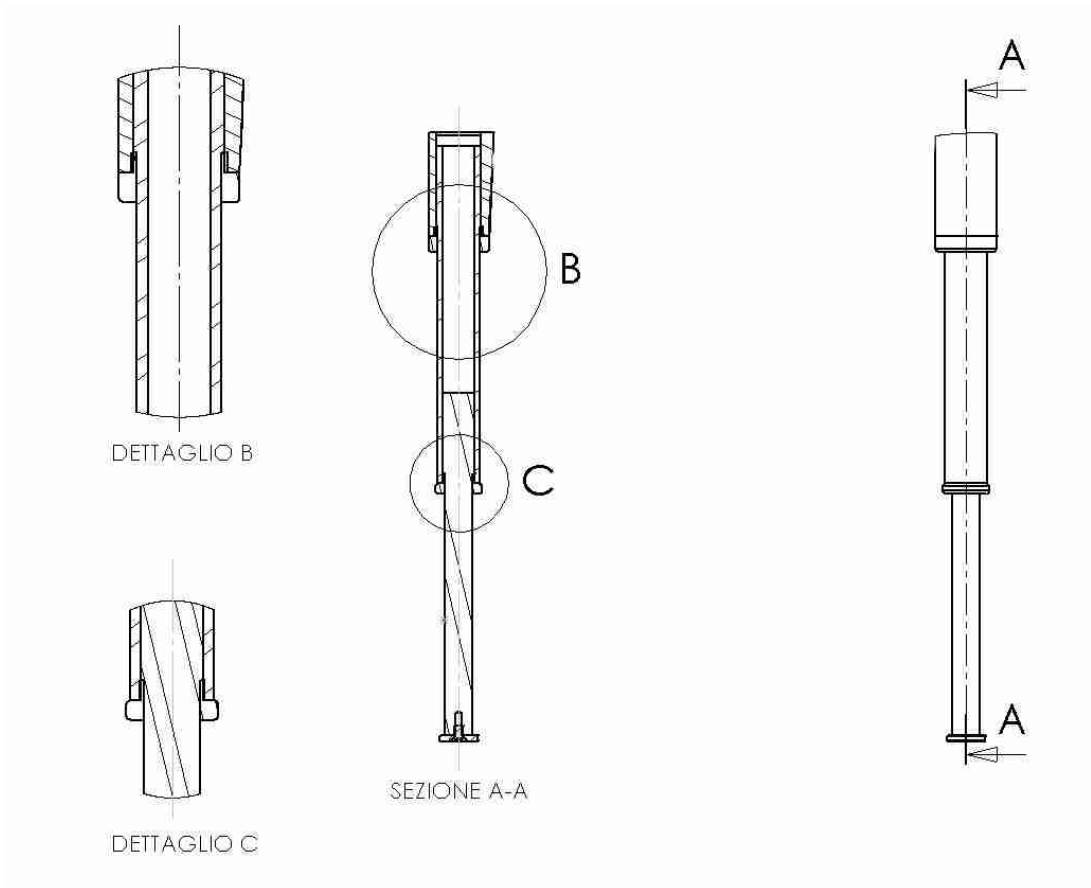



Figura 61: Sfili

Gli sfili sotto carico presentano delle deformazioni elastiche. Questo fatto, anche se non compromette le prestazioni, dà al cliente una sensazione di poca robustezza. Gli sfili progettati presentano una sezione resistente elevata per diminuire la freccia sotto carico massimo.

SFILO ESTERNO

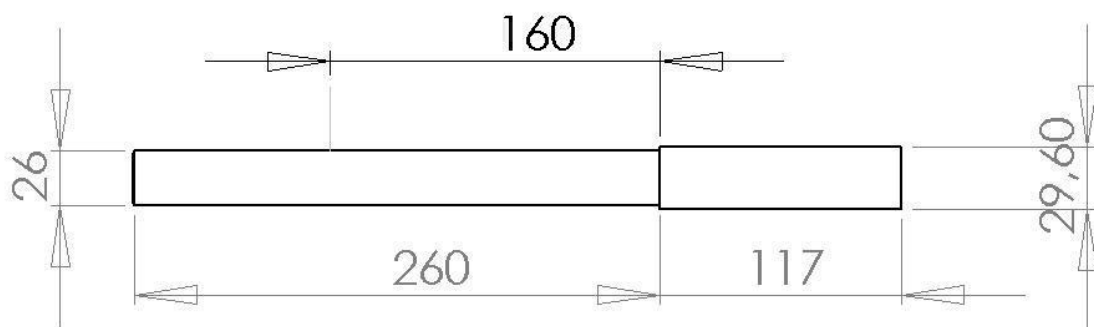



Figura 62: Sfilo esterno

Quando lo sfilo è completamente estratto l'estremità dista dal piano di mezzeria della macchina 895mm.

Facciamo qualche considerazione: la massima carreggiata trattabile è circa 2000 mm, la risultante del carico deve essere posizionata a 160mm dalla battuta; il tratto con diametro 29,6mm è alloggiato dentro il foro ricavato nell'altro sfilo.

Viene caricato con C=P/4 perché ipotizziamo che il carico si divida equamente tra i due sfili e le due forche mobili.

C= 4172 N

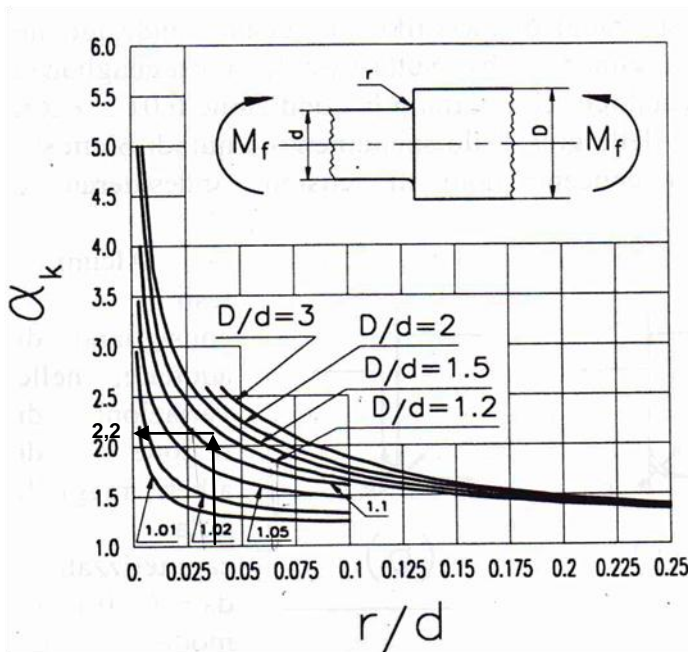
Il momento flettente all'incastro vale

Mf= 4172* 160= 667520 Nmm

In corrispondenza della variazione di sezione si avrà una concentrazione di tensioni. Per determinare il fattore di forma si ricorre a diagrammi che in funzione del rapporto D_1/d_1 e r/d_1 (r raggio di raccordo) forniscono α.

D/d1= 29.6/26= 1,14

r/d1= 1/26= 0,039

Risulta = α =2,2

σ = (Mf*α)/[(3,1416*d1^3)/32]= 658 Mpa

Questo valore moltiplicato per 1,5 (coefficiente di sicurezza) fornisce 987MPa per garantire questo limite di snervamento bisogna utilizzare un acciaio da bonifica.
Il C40 temprato e poi rinvenuto a circa 450°C ha un buon limite allo snervamento, considerato sufficiente, pur mantenendo una buona resilienza.

SFILO INTERNO

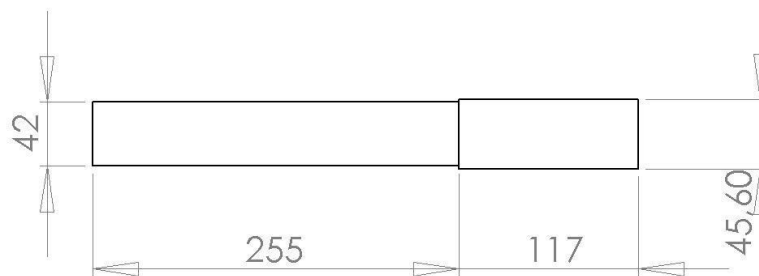



Figura 63: Sfilo interno

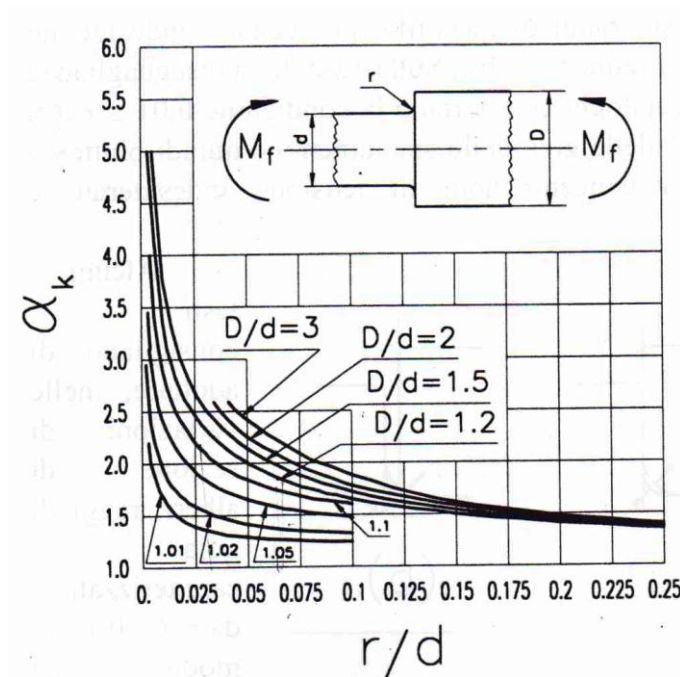
Il componente è caricato all'estremità dal carico C e da un momento di 667520Nmm.
Siano:

d_2 = 42mm D_2 = 45,6 mm

D_2'= 29,6mm   r = 1mm

Calcoliamo i rapporti

D2/d2= 45,6/42= 1,09

r/d2= 1/42= 0,024

Dal grafico si ricava $\alpha_k = 2{,}2$

$$\sigma_{f,t} = \frac{M_f + C \times 255}{I} \times 21 \times \alpha_k = \frac{M_f + C \times 255}{\pi({d_2}^4 - {D_2}'^4)/_{64}} \times 21 \times \alpha_k = 719\text{MPa}$$

Che moltiplicato per 1,5 fornisce 1078MPa.

L'acciaio utilizzato sarà il C40 allo stato bonificato.

FRECCIA

Per completezza eseguiamo il calcolo della freccia nel punto estremo.

f sarà dato dalla somma di più abbassamenti:

Abbassamento del punto A dovuto al carico

Abbassamento dell'estremità dello sfilo esterno dovuto alla rotazione in A

Abbassamento del punto B dovuto al carico e la momento di trasporto

Abbassamento dell'estremità dello sfilo esterno dovuto alla rotazione in B

$$f = \frac{C \times 160^3}{3 \times E \times I_1} + \frac{C \times 160^2}{2 \times E \times I_1} \times 100 + \frac{C \times 255^3}{3 \times E \times I_2} + \frac{M_f \times 255^2}{2 \times E \times I_2} + \frac{C \times 255^2}{2 \times E \times I_2} \times 260 + \frac{M_f \times 255}{E \times I_2} \times 260$$

E = 210000MPa

$$I_1 = \frac{\pi d^4}{64} = 30171{,}8\text{mm}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi \times ({d_2}^4 - {D_2}'^4)}{64} = 107411{,}78\text{mm}^4$$

Si ha FRECCIA= 0,8681+0,8138+0,9871+0,929+1,5097+1,8945= 7mm

7 mm risulta un valore più che accettabile per le deformazioni .

5.2) TESTA

La testa è un componente molto complesso. La riprogettazione in base alla nuova tecnologia impone una maggiore attenzione alla modellazione. Ovviamente sono state mantenute le quote fondamentali del particolare che ne garantiscono la collaudata funzionalità. Sono stati invece riadattati gli spessori nelle varie zone. Si sono ampliati i raggi di raccordo, evitati gli spigoli vivi, nonché i sottosquadri.

Tutto è stato ripensato affinché le successive lavorazioni non richiedano attrezzature particolari e che quindi siano il più economiche possibili

Un ulteriore vantaggio della costruzione del pezzo in fonderia è data dal fatto che non si hanno limiti riguardo la complessità delle geometrie. In particolare la testa è stata modellata in modo da ricavare dei raccordi e dei fori per il passaggio dell'olio e degli incavi in cui alloggiare i carter che proteggono le forche e il rispettivo impianto idraulico.

Questa volta si è deciso di non seguire un approccio analitico ma si è ricorsi all'uso del calcolatore.

Figura 64: testa a cui è stata applicata la mesh

La mesh adottata è molto fitta per ottenere risultati più vicini alla realtà.

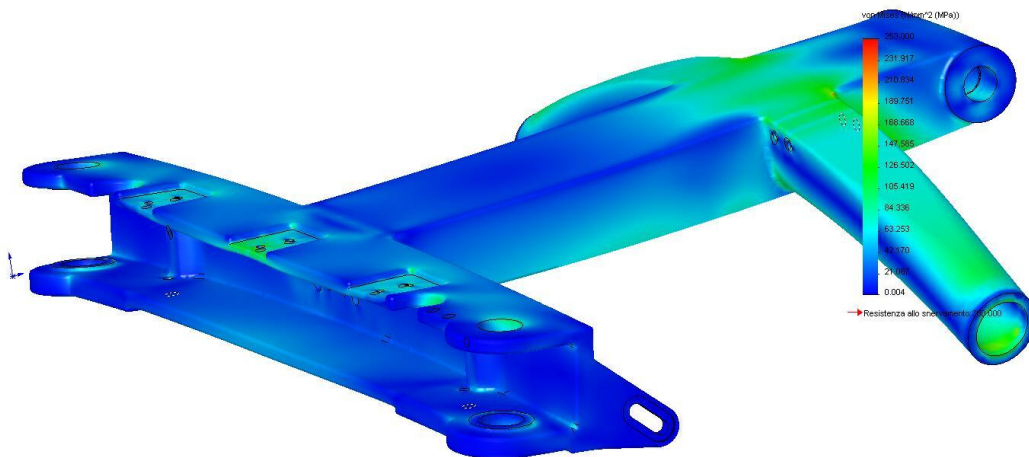



Figura 65: analisi fem della testa riprogettata

Dalle tensioni rilevate si è pensato di realizzare il pezzo in ghisa sferoidale GS600. Come tensione ammissibile dedotta dalle considerazioni fatte con le norme abbiamo σ_{amm} = 253MPa.

La testa è verificata poichè sperimentalmente le tensioni rilevate non superano i 130 Mpa.

5.3) CONFRONTO PINZE IN ACCIAO/PINZE IN GHISA

La forca mobile precedente è costituita da un tubo piegato a cui va avvitata ad una estremità un terminale scorrevole, necessario per adattarsi alle diverse carreggiate.
Per semplicità, la verifica e il dimensionamento sono stati eseguiti pensando che sia un pezzo unico di diametro costante. L'ipotesi tiene conto che comunque la parte scorrevole, che va avvitata, presenta un diametro maggiore. Per quanto riguarda il fissaggio, essa è saldata su una boccola di diametro 60mm e altezza analoga.

A questo punto, ricavata anche la situazione di carico più sfavorevole si può iniziare la verifica.
Come detto, a fronte di un carico nominale di 29000 N, nei calcoli va inserito il valore di 29000 × 1,151 =33379 N, dovuto al coefficiente dinamico Φ.
Pensiamo che il carico sia equamente suddiviso sulle forche e sugli sfili, quindi ogni parte sarà soggetta a 33379/2= 16689 N e 16689/4= 4172 N su sfili e forche.

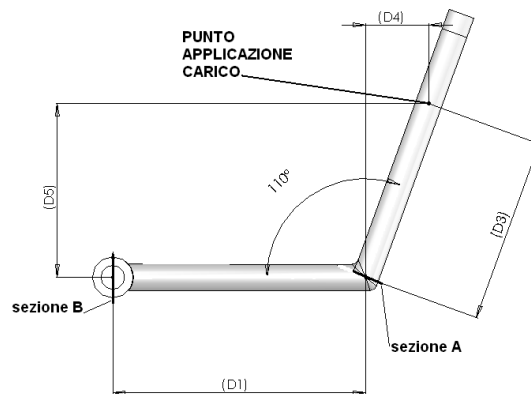



Figura 66: Dimensioni forca mobile

I calcoli sono stati eseguiti con i seguenti dati:

Carico applicato (P): 4172 N
Diametro esterno: **50 mm**
Diametro interno: **25 mm**

Diametro medio del cordone di saldatura**:** **dm =** (de+di)/2

Momento d'inerzia: **Ix** = 3,1416 /64 × (de^4-di^4)=287622 mm^4

Momento d'inerzia polare: **Ip** = 3,1416 /32 × (de^4-di^4)=575244 mm^4

Tensione ammissibile: **σ amm =237 MPa**

Momento flettente (MfA) = P × D3 = 4172×280 =1168160 Nmm

σA = (MfA × 50/2)/ Ix = 101,5 Mpa

Momento flettente (MfB) = P × (D1+D4) = 4172 ×344 =1435168 Nmm

σB = (MfB × 50/2)/ Ix = 124,7 Mpa

Momento torcente (MtB) = P × D5 = 4172 ×260= 1084720 Nmm

τB = (MfB × 50/2)/ Ip= 47 Mpa

Tensione totale equivalente in B

σeB = RADQ($\sigma B^2 + 3 \times \tau B^2$)= 149 Mpa

Per la verifica deve valere:

σeB < σ amm = 237 MPa.

La condizione necessaria **σeB < σ amm =237 N/mm^2** viene soddisfatta.

Dobbiamo però verificare anche la saldatura coi valori trovati

SALDATURA

Come detto la forca è fissata alla boccola che la permette di ruotare, tramite una saldatura. Si è pensato di realizzarne una di testa che impegni quindi tutto lo spessore del tubo.

Essendo l'accoppiamento tra due superfici curve ne deriva un cordone di saldatura dalla doppia curvatura. Per semplicità si è assunto di proiettarla su un piano e considerare il cordone come una corona circolare.

Si pensa di realizzare una saldatura di testa come mostrato in figura.

Sollecitazione di saldatura	**Tensione nominale nel cordone**
Momento flettente (**Mf**)	**σ'** = (Mf/ Ix) × de/2
Momento torcente (**Mt**)	**τ'** = Mt/ (2Au × a) per cordone chiuso

Con:

a = quota indicata per il dimensionamento

l = lunghezza del cordone

Au = area sottesa alla linea mediana del cordone = 3,1416/4 × dm^**2**

Nel caso di saldatura di testa il valore **a** coincide con lo spessore **s** del tubo. Sarà quindi **a = s.**

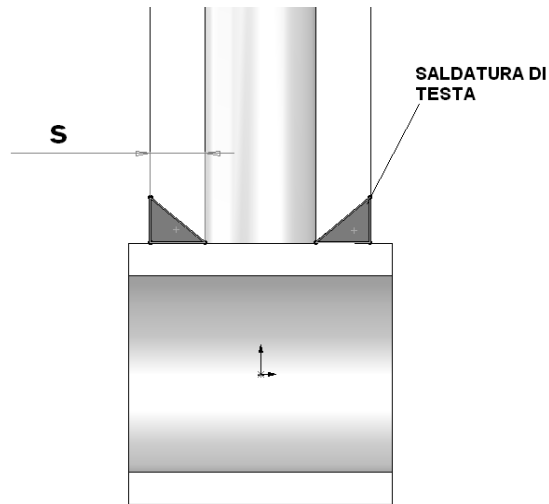



Figura 67: Saldatura di testa

Le tensioni vanno composte e confrontate con quella ammissibile:

$\sigma' v = \sqrt{(\sigma'^2 + 1{,}8\tau^2}$

σ'v < σ' amm

τ'v < τ' amm

dove le tensioni ammissibili vanno calcolate come:

σ' amm = v × v2 × σ amm

Come **σ amm** abbiamo preso il valore di snervamento del materiale cioè 355MPa.

v = 1 per sollecitazione di trazione e compressione da momento flettente

v = 0,8 per sollecitazione di taglio da momento torcente

v2 = 0,8 per saldatura controllata

con i valori assunti risulta:

σ'amm = 1× 0,8 × 237 = 189 MPa

I valori utilizzati sono quelli massimi rilevati in B, in particolare:

Mf= MfB

Mt= MtB

Si nota immediatamente che la combinazione di diametri che soddisfa **σ'v < σ'amm** vale sempre per de=50mm e di=25mm.

Alla luce di questo risultato e di quello ricavato precedentemente si è disegnata la forca con le seguenti dimensioni: de =50mm, di=25mm.

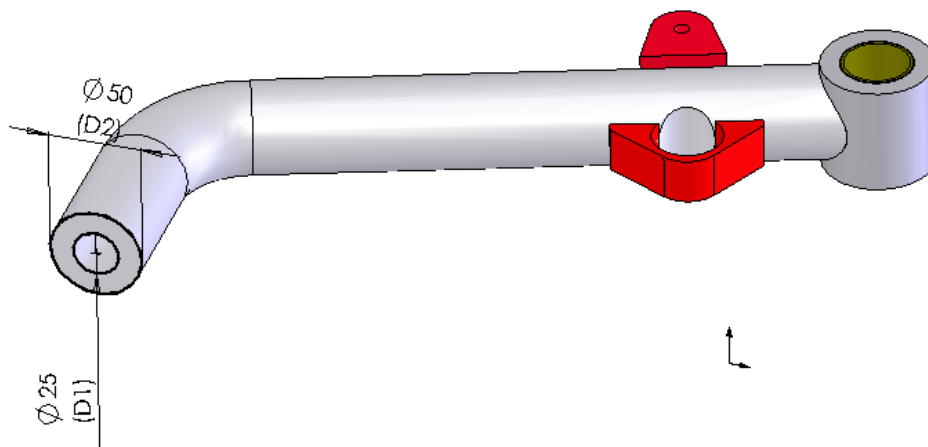



Figura 68: Forca mobile precedente

Per scrupolo era stata eseguita una ulteriore verifica anche con il calcolatore. E' stato realizzato un modello semplificato da implementare nel calcolatore.

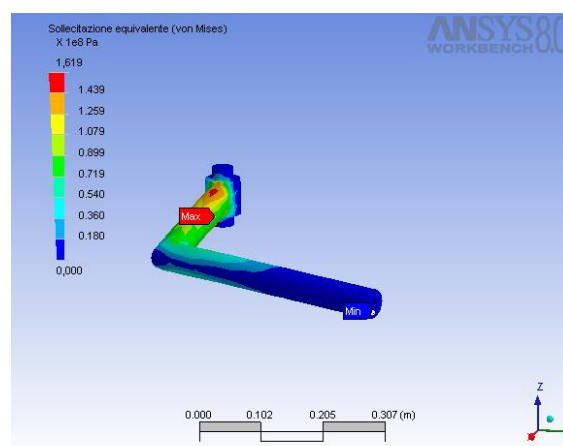



Figura 69: Analisi Fem della forca mobile progettata

I risultati ottenuti analiticamente e quelli calcolati dal simulatore sono vicini.

NUOVA FORCA

Come illustrato già in precedenza la forca appena dimensionata e utilizzata nel prototipo è un componente che presenta molteplici problematiche:

- Viene composta da una decina di pezzi ottenuti da carpenteria.
- Le giunzioni fra le parti sono ottenute per saldatura.
- La saldatura porta ad elevate spese e tempi di lavoro manuali elevati.
-Eventuali ritiri dei cordoni di saldatura o imprecisioni portano ad avere un componente dalle prestazioni non opportune.

Si è reso quindi necessario realizzare un nuovo componente da stampo in ghisa, di dimensioni maggiori e senza cavità o giunzioni.

La nuova forca è stata progettata tenendo perfettamente conto dei sovrametalli che andranno poi eliminati una volta passato il pezzo alle macchine utensili.

Non è stato ritenuto necessario rivalutare i calcoli strutturali fatti precedentemente notata, come detto, la maggiore robustezza del componente e i carichi cui è soggetto.

Il risultato ottenuto copre e va ad eliminare ampliamente tutti gli svantaggi citati in precedenza rendendo il processo più economico e rapido, siccome l'unica operazione necessaria a pezzo ricevuto è il montaggio stesso.

La simmetria del componente comporta una ulteriore semplificazione di montaggio.

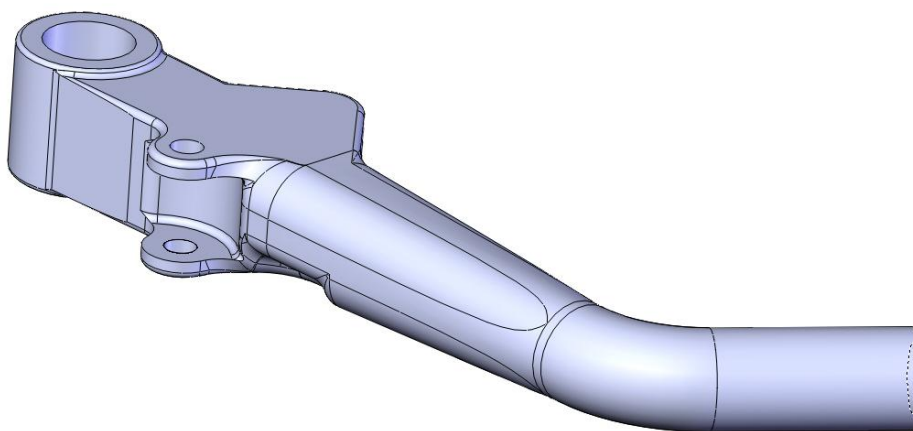



Figura 70: Braccio in ghisa

5.4) VERIFICA RIBALTAMENTO

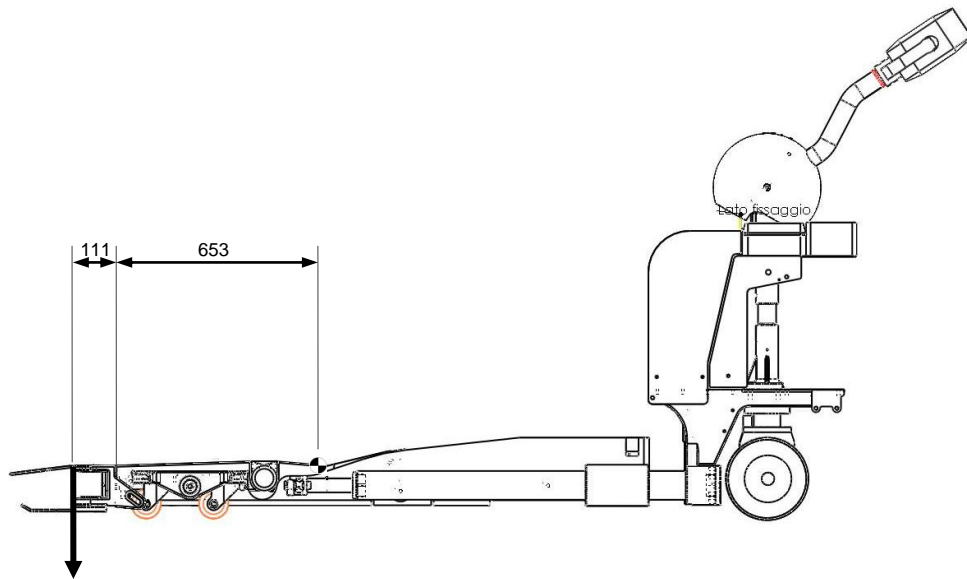



Figura 71

Come ultimo verifichiamo che la macchina non si ribalti in avanti nella prima fase del sollevamento. Quando la biella è inclinata di 10° il carico dista 111mm dal perno che sostiene i pattini. Il baricentro della macchina (calcolato con Solid Works) dista 653mm dai pattini. Completa di batterie la macchina pesa circa 3400N.

$$16114 \times 111 < 3433 \times 653$$

La disuguaglianza è verificata.

Il CRIS LIGHT non si ribalta.

5.5) TELAIO POSTERIORE

Il telaio posteriore ha diversi compiti. Deve infatti portare tutta la parte idraulica di comando composta dal gruppo motore-serbatoio-pompa, dalle elettrovalvole e dalla centralina.

E' predisposta per l'aggancio della pedana. Rappresenta il punto in comune tra il sollevatore vero e proprio e la motoruota che gli consente di muoversi.

Su di esso gravano gli sforzi derivati del peso proprio, da quello del veicolo sollevato

e dalla coppia prodotta dalla motoruota in accelerazione.

La geometria che ne deriva è ancora una volta complessa.

Il primo prototipo è costruito sempre in carpenteria metallica con il problema degli alti costi di lavorazione.

Sono infatti molte le zone che vanno riprese per garantire gli accoppiamenti necessari. A questo si unisce la complessità d'assemblaggio. Servono parti in lamiera e le boccole di fissaggio dei martinetti estensori.

Il tutto va quindi saldato, con la necessità di allestire delle maschere di saldatura.

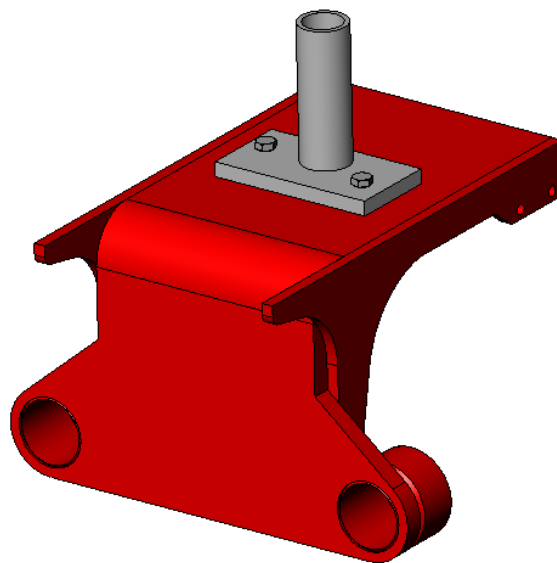



Figura 72: Vecchio telaio posteriore realizzato in carpenteria

Come già deciso per i componenti citati precedentemente, la soluzione migliore è di realizzare la parte in ghisa, per la precisione in due pezzi per facilitare le lavorazioni, come vedremo di seguito.

Dedichiamo qualche momento all'analisi delle sollecitazioni a cui è soggetto il telaio per poter progettare un modello coretto.

Occorre rintracciare le condizioni più gravose a cui è soggetto il telaio.

Consideriamo il momento in cui inizia il sollevamento: Il sollevatore tenderebbe a alzarsi posteriormente e il telaio posteriore potrebbe sentire un momento flettente sulle boccole che portano i martinetti di estensione. Il sollevamento di questa parte è però impedito dagli altri attuatori di sollevamento e il telaio in questo caso, a meno della deformazione degli steli stabilizzatori non si accorge di nulla.

Il caso opposto che può verificarsi è quando il veicolo è completamente sollevato con il baricentro che cade tra il pattino anteriore e la motoruota. A questo momento flettente si aggiunge la coppia che la motoruota sviluppa all'inizio del movimento. Sembra essere questa la condizione che sollecita di più il telaio anche se non preoccupante.

Le ipotesi di calcolo tengono dunque conto della valutazione fatta sopra. Si assume poi che il peso della batteria =1500N sia applicato in asse col centro della boccola, e che l'utilizzatore del peso 800N sia in piedi sull'estremità della pedana, a 670mm dall'asse della motoruota. Le quote sono ricavate dal disegno.

Il momento trasmesso dalla motoruota è desunto dalle caratteristiche della stessa.
Potenza = 1000 W a 2500rpm
Rapporto di trasmissione = 34,57
Raggio della ruota = 200 mm = 0,2 m
Braccio della forza di trazione =320mm = 0,320 m
La coppia sul telaio è antioraria e vale:
Coppia motorota= 1000 / (2000×2*3,1416/60) = 4,8 N*m
Ceffettiva = 4,8 × 34,57 = 166 N*m =
Ftrazione = (166/0,2)*2 = 1660 N
Mf = 1660 × 0,320 = 531,2 N*m
Il modello è stato quindi riprogettato per la produzione in ghisa.

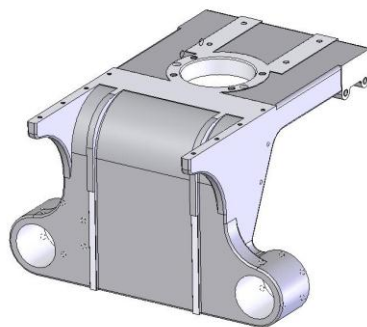



Figura 73: Telaio posteriore

Il modello è stato sottoposto alla simulazione dei carichi per verificarne i requisiti.

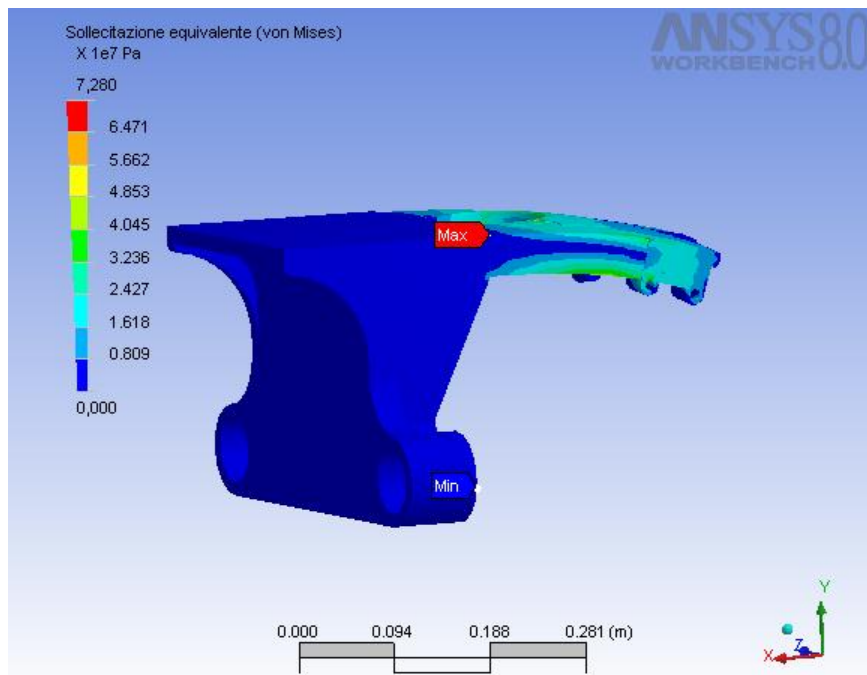



Figura 74: Analisi fem telaio posteriore

Tensione Max = 68 MPa

In base a questo risultato utlizziamo la ghisa GS 400 per cui vale una tensione ammissibile =166 MPa, quindi il modello è correttamente dimensionato.

Il modello così progettato risulta valido.

6) CONCLUSIONI

Tutto il lavoro ha portato alla realizzazione del progetto di un innovativo sollevatore per autoveicoli, pronto per la realizzazione pratica di un nuovo prototipo ottimizzato e alla successiva industrializzazione.
La macchina ora risponde a tutti i requisiti per il sollevamento veicoli che ci eravamo proposti di soddisfare in partenza, di seguito riportati:

- Mezzi molto bassi rispetto al suolo ; l'altezza complessiva della macchina risulta di 12 cm.
- Mezzi molto vicini al marciapiede, quindi con poco spazio laterale.
- Mezzi molto diversi fra loro, da piccole vetture a camioncini.
- Mezzi fortemente incidentati .
- Mezzi con ruote sterzate in fase di rimozione.

Il costo complessivo della macchina è stato contenuto quanto più possibile in completo accordo con la normativa e le regole imperative vigenti.
Ho potuto acquisire un bagaglio ampio di informazioni sulla progettazione di una macchina e sulle normative da soddisfare per poterne effettuare anche una realizzazione atta alla vendita. La concretezza del lavoro mi ha permesso di avvicinarmi molto alla realtà lavorativa.
Reputo importantissima questa esperienza per la mia formazione professionale e sono soddisfatto delle nozioni apprese e dei rapporti umani nati con addetti ai lavori.

Di seguito è presentato il modello definitivo, sia in fase di esercizio che di riposo privo però della carenatura.

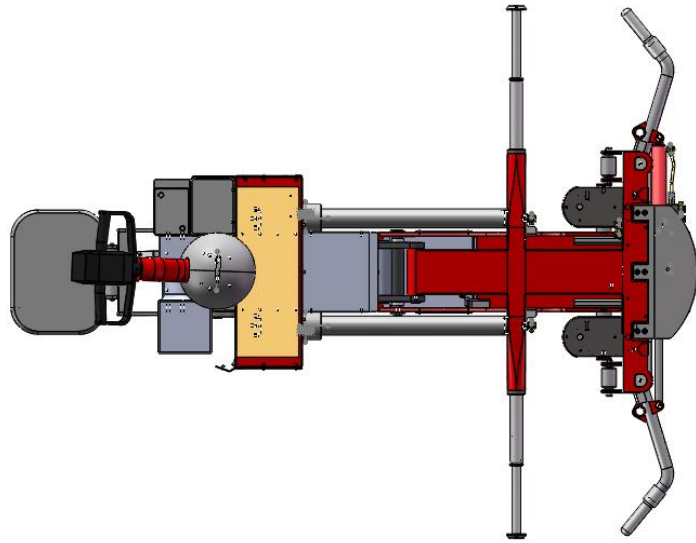



Figura 75

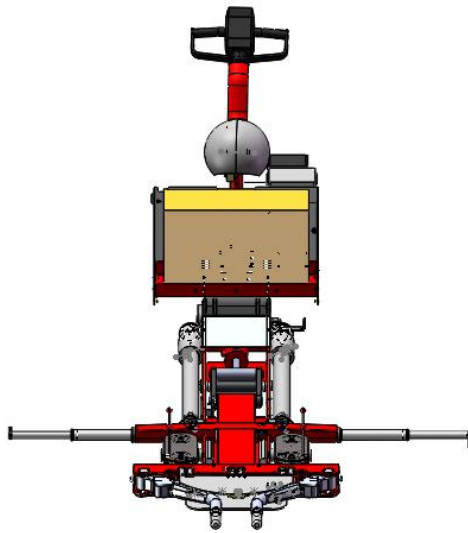



Figura 76

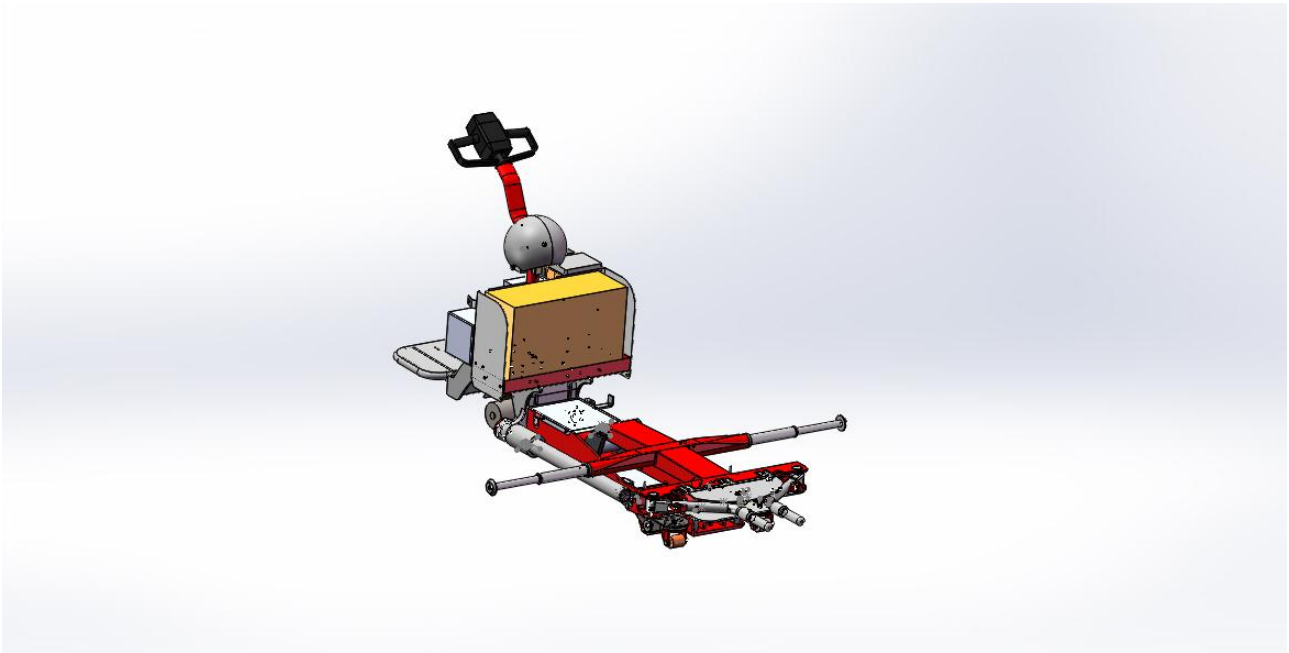



Figura 77

7) BIBLIOGRAFIA

[1] Niemann - Winter, Manuale degli organi delle macchine.

[2] Bonollo F. , anno 2007, Le ghise: metallurgia, processi produttivi, tipologie.

[3] Luigi Baldassini, Vademecum per disegnatori e tecnici, Milano , Hoepli.

Per quanto riguarda la componentistica oleodinamica si fa riferimento a:

[4] Contarini Leopoldo Srl, anno 2007, Catalogo Contarini.

APPENDICE A

MANUALE DI USO E MANUTENZIONE